DISEÑO DE SISTEMAS TERMOFLUIDOS

Una visión integradora

Néstor Nabonazar Durango Padilla
Antonio José Bula Silvera





DISEÑO DE SISTEMAS TERMOFLUIDOS

Una visión integradora

DISEÑO DE SISTEMAS TERMOFLUIDOS
Una visión integradora

Néstor Nabonazar Durango Padilla
Antonio José Bula Silvera

Área metropolitana
de Barranquilla (Colombia), 2016





Durango Padilla, Néstor Nabonazar.
Diseño de sistemas termofluidos : una visión integradora / Néstor Nabonazar Durango Padilla, Antonio José Bula Silvera. — Barranquilla, Col. : Editorial Universidad del Norte, 2016.

88 p. : il. ; 24 cm.
Incluye referencias bibliográficas en cada capítulo.
ISBN 978-958-741-742-5 (impreso)
ISBN 978-958-741-743-2 (PDF)

1. Termodinámica—Problemas, ejercicios, etc. I. Bula Silvera, Antonio José. II.Tít.
(621.4021076 D949 23 ed.) (CO-BrUNB)



Vigilada Mineducación
www.uninorte.edu.co
Km 5, vía a Puerto Colombia, A.A. 1569
Área metropolitana de Barranquilla (Colombia)



www.edicionesdelau.com
Carrera 27 nº 27-43, Barrio Teusaquillo
Bogotá (Colombia)

Coordinación editorial
Zoila Sotomayor O.

Diseño y diagramación
Álvaro Carrillo Barraza

Diseño de portada
Jorge Arenas

Corrección de textos
Henry Stein

Impreso y hecho en Colombia
Xpress Estudio Gráfico y Digital (Bogotá)
Printed and made in Colombia

LOS AUTORES

Néstor Nabonazar Durango Padilla
Ingeniero mecánico, Universidad Industrial de Santander (Colombia). Magíster en Sistemas de generación de energía eléctrica, Universidad del Valle (Colombia). Se ha desempeñado en el área de mecánica de fluidos, máquinas hidráulicas, máquinas térmicas y sistemas de secado. Es profesor asociado de la División de Ingenierías de la Universidad del Norte (Colombia) y hasta el año 2010 fue coordinador del programa de Ingeniería Mecánica en la misma universidad.

Antonio José Bula Silvera
Ingeniero mecánico, Universidad del Norte (Colombia). Doctor y magíster en Ingeniería Mecánica, Universidad del Sur de la Florida (USA). Se ha desempeñado en el área de refrigeración y aire acondicionado, combustión, eficiencia energética y uso de energías renovables. Es profesor titular del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Norte. Además, es investigador Senior de Colciencias y autor de más de 80 artículos en revistas y conferencias. A nivel industrial, es titular de cinco patentes y se ha desempeñado como director en más de 15 proyectos.

Contenido

Capítulo 3

Capítulo 4

Capítulo 5

Prefacio

Este libro se comenzó a escribir a finales de 2013 para que sirviera a los estudiantes de pregrado del programa de Ingeniería Mecánica como guía de estudio en el curso Diseño de Sistemas Termofluidos, de manera que facilite la comprensión de los conceptos, el entendimiento de las características principales de los procesos termofluidos y los ayude a calcular, dimensionar y seleccionar intercambiadores de calor, sistemas de transporte de fluidos y máquinas de flujo, consideradas por los autores como sistemas transversales en los procesos termofluidos.

Termofluidos es una de las dos áreas de formación de Ingeniería Mecánica. La otra área es Máquinas, la cual incluye materiales de ingeniería y procesos de manufactura. Las dos áreas se nutren de la formación básica en matemáticas y ciencias naturales, y a pesar de tener elementos comunes, por lo general se imparten en forma paralela a lo largo del plan de estudio en las escuelas de ingeniería. Al final de la carrera el estudiante tiene la oportunidad de realizar un trabajo de diseño con alcances y restricciones, tal como ocurre en el ejercicio profesional, en el cual debe integrar los conocimientos y habilidades adquiridos en las dos áreas de formación.

El curso Diseño de Sistemas Termofluidos y su análogo de la otra área, Diseño de Sistemas Mecánicos, inician en el estudiante la formación de

las competencias para realizar diseños en ingeniería mecánica a partir de los temas de cada área.

Sin perder de vista que solo se trata de un ingeniero en formación, en el curso se le exige al estudiante la capacidad para analizar y sintetizar el enunciado de un problema, buscar información pertinente, tener dominio de los criterios fundamentales para tomar decisiones acertadas, formular y evaluar alternativas, y desarrollar y defender un diseño como solución a un problema real bajo restricciones reales dadas.

Para ayudar al estudiante a dar cumplimiento a este cometido, el libro sigue la secuencia temática del curso: Intercambiadores de calor, Transporte de fluidos, Máquinas de Flujo, y termina con un capítulo dedicado a las válvulas de control. En cada unidad temática se estudian las características, las clasificaciones y los criterios de selección de los dispositivos involucrados.

En paralelo con el desarrollo de los temas, los estudiantes realizan un trabajo en grupo relacionado con un problema real, presentan un informe de avance y el informe final, de los cuales reciben realimentación; después de entregar los informes se les pide que hagan una presentación oral de la solución encontrada al problema.

Este libro se constituye en una guía tanto para impartir las clases como para la realización del trabajo. Con este propósito, los ejercicios resueltos tienen relación con el entorno y con las restricciones que normalmente se encuentran en una situación real. Los ejercicios propuestos pueden ser reemplazados o complementados con otros que sean más adecuados al enunciado del trabajo que se proponga en un semestre académico. Se recomienda al profesor dejar problemas de solución abierta, similares a los resueltos, como ejercicio a los estudiantes.

Capítulo 1

Intercambiadores de calor, IC

Este capítulo permite evaluar el desempeño de los intercambiadores de calor, de manera que se comprenda el proceso de diseño y se pueda seleccionar el IC más apropiado para que funcione en un sistema termofluido especificado, cumpliendo restricciones dadas.

Los temas que se tratarán son: Tipos de IC, Clasificaciones de los IC, Consideraciones para el diseño, Diseño básico de recuperadores, Cálculo de IC, Consideraciones para la selección.

1. TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Definición

Un *intercambiador de calor (IC)* es un dispositivo usado para transferir energía térmica entre dos o más fluidos, entre una superficie sólida y un fluido o entre partículas sólidas y un fluido que están en contacto térmico y a diferentes temperaturas. Los flujos cambian su energía térmica, variando su calor sensible o su calor latente, o ambos.

Por lo general no hay trabajo realizado y se desprecia el intercambio de calor con el exterior. Algunos tienen generación de calor, por ejemplo, mediante fuente eléctrica o combustión.

Aplicaciones Típicas

Los intercambiadores de calor son de uso común en los procesos de producción y están relacionados con las operaciones unitarias (básicas), como esterilización, pasterización, fraccionamiento, secado, destilación, concentración, cristalización, almacenamiento, transporte o control de un fluido en un proceso. Se usan para suplir las necesidades de:

- Calentar o enfriar un flujo.
- Evaporar o condensar un flujo simple o de múltiples componentes.
- Recuperar o rechazar calor de un proceso.

Denominaciones Especiales

Recuperadores o IC Directos:

- Son intercambiadores de calor en los cuales la energía térmica se transfiere por conducción de un fluido caliente a uno frío, a través de una pared que los separa.
- Los flujos no se mezclan ni se presentan fugas de los fluidos al exterior.

IC Indirectos de flujo periódico o regeneradores:

- Son IC en los cuales el intercambio de calor es intermitente.
- El elemento principal es una matriz móvil sinfín que es atravesada por el fluido caliente el cual cede calor a la matriz, y por el fluido frío, el cual se calienta a su paso por la matriz. O es una matriz estacionaria atravesada alternativamente por los fluidos caliente y frío.
- Se producen fugas debido a la diferencia de presión y a que existe movimiento relativo entre la matriz y los conductos que transportan los flujos caliente y frío.
- Ejemplo, el precalentador de aire Ljungstrom.

IC Indirectos de acople líquido:

- Son los IC en los cuales un líquido auxiliar permite el intercambio de calor entre los fluidos caliente y frío.
- Son dos intercambiadores directos conectados térmicamente mediante un líquido bombeado, el cual circula por el intercambiador caliente, donde toma calor, y por el intercambiador frío, donde entrega calor.
- Ejemplo, el sistema de refrigeración del automóvil convencional.

EJEMPLOS DE IC

Algunos intercambiadores de calor son muy comunes y se construyen en forma masiva de manera que adoptan nombres especiales:

- Intercambiadores de tubo y coraza.
- Radiadores de automóviles.
- Evaporadores.
- Condensadores.
- Precalentadores de aire (economizadores).
- Torres de enfriamiento.
- Intercambiadores con generación interna de calor mediante resistencia eléctrica o combustible nuclear.
- Intercambiadores de calor con combustión, como las calderas y los tubos radiantes.
- Intercambiadores con dispositivos mecánicos, como raspadores y agitadores en vasijas y reactores.

2. CLASIFICACIONES DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor son muy diversos, por lo que se clasifican atendiendo diferentes criterios:

- Según la forma en que entren en contacto los fluidos que se transfieren calor.

- Según la densidad del área de transferencia de calor, β [m^2/m^3].
- Según la forma constructiva.
- Según el arreglo de los flujos.

2.1 Según el contacto que haya entre los fluidos que se transfieren calor

IC en los cuales el fluido caliente y el fluido frío entran en contacto:

- Fluidos inmiscibles: condensación de aceite con agua o con aire.
- Gas-líquido: torre de enfriamiento de agua, atomizadores.
- Líquido-vapor: desrecalentadores, desaireadores en plantas de vapor. Inyectores.

IC en los cuales los fluidos caliente y frío NO entran en contacto:

- Directos o recuperadores.
- Indirectos de acople líquido.
- Indirectos de flujo periódico, de matriz fija o giratoria.
- De lecho fluidificado.

2.2 Según la densidad del área de transferencia de calor: β m²/m³

IC Compactos

La *compacidad* es la relación entre la superficie de transferencia de calor y el volumen del intercambiador: $\beta, \frac{m^2}{m^3} = \frac{A}{V}\cdot$.Los intercambiadores de calor deben ser compactos cuando el coeficiente de transferencia de calor es bajo. Los IC compactos requieren que los fluidos sean limpios y que la presión y la temperatura de trabajo sean bajas; en ellos la caída de presión es alta. Los intercambiadores de calor se consideran compactos cuando:

- $\beta > 700\ m^2/m^3$, si al menos uno de los fluidos es gas.
- $\beta > 400\ m^2/m^3$, si ambos fluidos son líquidos.

La compacidad aumenta disponiendo aletas en la superficie de transferencia de calor o disminuyendo el diámetro hidráulico del flujo. Los intercambiadores de calor no compactos tienen efectividad menor que 60 %; son largos en la dirección del flujo.

2.3 SEGÚN LA FORMA CONSTRUCTIVA

Tubulares

- Anular o de doble tubo.
- Coraza y tubos (el flujo externo axial o radial a los tubos).
- Serpentín, tubo helicoidal, bayoneta - coraza.

IC de placas (PHE)

- Placas planas, corrugadas, en laminillas o en espiral.
- Con empaques, grabadas o soldadas.

IC aleteados, para incrementar b

- Placa aleteada.
- Tubo aleteado.
- Tubo de calor evaporador-condensador.

Regeneradores

- Matriz rotatoria.
- Matriz fija.
- Campana rotatoria.

2.4 CLASIFICACIÓN SEGÚN EL ARREGLO DE LOS FLUJOS

Un paso

- Contraflujo.
- Paralelo.
- Cruzado: ambos flujos mezclados; uno mezclado; ambos flujos no mezclados.
- Separado y vuelto a encontrar (*Split*).
- Dividido (*Divided*).

Múltiples pasos (aumentan tanto la efectividad ϵ como también la caída de presión, ΔDp):

- Flujo cruzado

  Ambos flujos mezclados; uno mezclado; ambos flujos no mezclados.
  En serie en contraflujo; en paralelo; combinado.

- Coraza y tubos: contraflujo-paralelo de nxm pasos; separado; dividido.

- De placas: nxm pasos.

3. CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO

En términos generales, el diseño tiene como propósito suministrar una descripción completa de un sistema, de una parte de él o de alguno de sus componentes. El diseño es la respuesta óptima a una necesidad u oportunidad de mejora; una característica importante de dicha necesidad es que no está completamente definida, por lo cual se deben hacer suposiciones, las cuales se deben verificar en el proceso para cumplir con las especificaciones de la solución. Así que el diseño es un proceso iterativo.

3.1 Fases del diseño de los sistemas termofluidos

Un sistema termofluido tiene los siguientes componentes principales: (1) procesos de transferencia de masa y energía, (2) sistemas de transporte de fluido, (3) máquinas de flujo. Cada componente principal posee elementos secundarios.

El diseño particular de un sistema termofluido comprende las siguientes fases:

1. Identificación y formulación de la necesidad u oportunidad de mejora.
2. Especificaciones de la solución; formulación de los requerimientos y de las restricciones.
3. Presentación de alternativas y evaluación con base en criterios preestablecidos.

4. Diseño básico de los componentes principales: configuración, tipos, magnitudes.
5. Diseño de detalles: especificaciones de los componentes principales y secundarios.
6. Descripción de costos de adquisición y de operación. Optimización.

El proceso es iterativo. En cada fase se hacen suposiciones y se toman decisiones particulares; con base en los resultados parciales obtenidos se pasa a la siguiente fase o se retorna a una fase anterior.

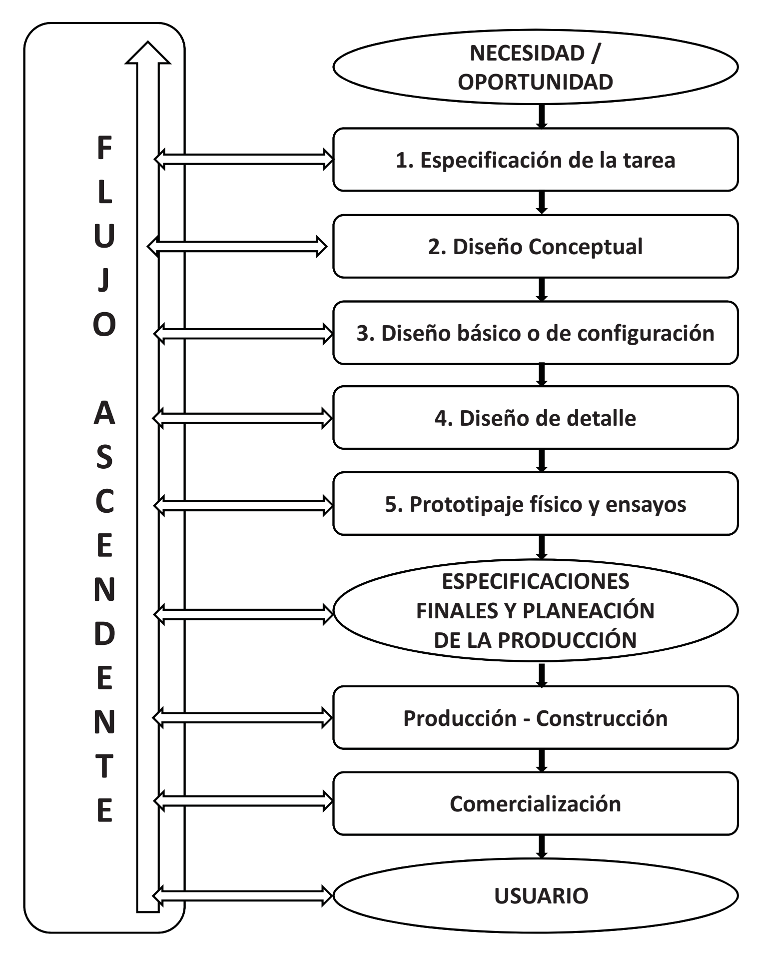


Figura 1-3.1 Diagrama general del proceso de diseño de un producto, incluyendo las fases de elaboración y comercialización. (Cortesía Ing. Heriberto Maury)

3.2 METODOLOGÍA DEL DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

En el proceso de diseño de un sistema termofluido, los intercambiadores de calor pueden ser objetos de diseño o de selección. Las especificaciones, requerimientos y restricciones del IC son determinados por las características del sistema termofluido al cual pertenece.

El diseño o selección de un IC tiene las siguientes características:

- Es un proceso iterativo.
- Depende de la función del IC en el sistema termofluido al que pertenece. De aquí se derivan los requerimientos y las restricciones técnicas, económicas y ambientales del IC, así como sus características operativas y funcionales:
    - Para qué, cómo, cuándo y dónde va a funcionar.
    - Propiedades fisicoquímicas de los fluidos de trabajo.
    - Restricciones geométricas, ambientales y técnicas de los materiales.
    - Condiciones de operación: funcionamiento vs. tiempo.
- Se requiere analizar y evaluar alternativas.
- Implica la documentación de la solución al nivel de detalles exigido por el interesado.

3.3 FASES DEL DISEÑO O SELECCIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR IC

El diseño o selección de un IC comprende las siguientes fases:

1. Definición de requerimientos, restricciones y criterios de diseño o selección del IC a partir del sistema termo fluido base.
2. Formulación de las especificaciones del IC.
3. Presentación y elección de alternativas: tipos de IC; arreglos del flujo.
4. Cálculo iterativo térmico e hidráulico: temperaturas de entrada y salida de los flujos, T; tasa de calor transferido, q; flujo másico; capacidades térmicas, C; parámetros de comparación, F,

ε, *NTU*; conductancia térmica, UA; coeficiente global de transferencia de calor, U; área de transferencia de calor, A; área de flujo, S; caída de presión, Δp.

5. Diseño de detalles: geometría y materiales para carcasa, matriz, tubos, placas, aletas, conexiones; esfuerzos y deformaciones.
6. Descripción de costos de adquisición y de operación. Optimización.

3.4 Consideraciones para el Diseño Térmico e Hidráulico

El diseño térmico e hidráulico permite la definición o el cálculo de las variables y parámetros del IC: temperaturas, flujo másico, flujo de calor, capacidades térmicas, etc.

- El diseño de un intercambiador de calor tiene en cuenta tanto la transferencia de calor entre los fluidos como el requerimiento de energía para mantener los flujos.
- Para mantener el flujo, los fluidos densos consumen menos energía para una tasa dada de transferencia de calor que los fluidos de baja densidad.

3.5 Efectos de la Velocidad Media

- Para las geometrías usuales en intercambiadores de calor, la tasa de transferencia de calor por unidad de área es proporcional a la velocidad media elevada a una potencia menor que 1.
- La potencia por unidad de área consumida para mantener el flujo es proporcional a la velocidad media elevada a una potencia entre 2 y 3.

3.6 Efectos del Área de Transferencia de Calor

- La tasa de transferencia de calor y el gasto de potencia para mantener el flujo son ambos proporcionales al área de transferencia de calor elevada a la potencia 1.
- Por eso, los intercambiadores de calor con gases necesitan grandes áreas de transferencia de calor para bajar la velocidad media y compensar así los valores pequeños de la densidad y de la conductividad de los gases.

- Para tasa similar de transferencia de calor, un intercambiador gas-gas requiere hasta 10 veces más área que un condensador, un evaporador o un intercambiador líquido-líquido.
- Para aumentar el área de transferencia de calor se diseñan sistemas compactos que reducen el volumen del intercambiador.
- Se puede incrementar el área usando tubos de pequeño diámetro (hasta ¼”), o disponiendo aletas internas o externas, sobre todo del lado del flujo de gas.

3.7 Efectos de la turbulencia

- La turbulencia favorece la transferencia de calor; determina el espesor y la separación de la capa límite. A mayor turbulencia menor espesor de la capa límite y mayor tendencia a separarse.
- Una superficie tiene alto desempeño (*high performance*) si es alta la relación calor transferido/requerimiento de potencia por fricción. Tal relación aumenta al disminuir el diámetro hidráulico.
- Los intercambiadores compactos tienen superficies de alto desempeño porque tienen pasajes estrechos, con diámetro hidráulico pequeño.
- Se aumenta el desempeño de una superficie poniendo discontinuidades para evitar que la capa límite engruese demasiado.
- También crecerá la fricción, pero esto se puede compensar reduciendo un poco la velocidad (tener en cuenta que la potencia requerida para mantener el flujo es proporcional a la velocidad elevada a un exponente cercano a 3).
- Otra manera de aumentar el desempeño de una superficie es inducir la separación de la capa límite, por ejemplo, con flujo transversal en un banco de tubos.
- Las aletas incrementan el desempeño de los intercambiadores para turbulencia en el rango de transición según el criterio del número de Reynolds.

Se pueden diseñar incontables formas de intercambiadores de calor. Los más simples se pueden estudiar mediante formulaciones matemáticas, pero los más efectivos resultan ser los más complejos, los cuales

deben estudiarse mediante modelos simplificados, usando diseño de experimentos basados en variables adimensionales.

4. DISEÑO BÁSICO DE RECUPERADORES

4.1 ANALOGÍA DEL FLUJO DE CALOR CON LOS SISTEMAS ELÉCTRICOS

- La corriente, i, que atraviesa una conductancia eléctrica, R^{-1}, es proporcional al potencial eléctrico aplicado, ΔE: $i = R^{-1} \cdot \Delta E$.
- El flujo de calor, q, a través de una conductancia térmica, UA, es proporcional al potencial térmico aplicado, ΔT: $q = (UA) \cdot \Delta T$.

4.2 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR U

Para conductancias térmicas en serie, el coeficiente global de transferencia de calor U se calcula con las siguientes expresiones:

Referido al lado caliente, subíndice 1:

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{(\eta_o h)_1} + \frac{1}{(\eta_o h_f)_1} + R_w A_1 + \frac{(A_1/A_2)}{(\eta_o h_f)_2} + \frac{(A_1/A_2)}{(\eta_o h)_2} \quad .$$

Referido al lado frío, subíndice 2:

$$\frac{1}{U_2} = \frac{1}{(\eta_o h)_2} + \frac{1}{(\eta_o h_f)_2} + R_w A_2 + \frac{(A_2/A_1)}{(\eta_o h_f)_1} + \frac{(A_2/A_1)}{(\eta_o h)_1} \; .$$

Coeficiente global de transferencia de calor, U, para tubos de diámetro, *d,* sin aletas.

Referido al lado externo, subíndice e:

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_{ef}} + \frac{d_e \ln(d_e/d_i)}{2k_w} + \frac{d_e}{d_i h_{if}} + \frac{d_e}{d_i h_i} \; .$$

Referido al lado interno, subíndice i:

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{if}} + \frac{d_i \ln(d_e/d_i)}{2k_w} + \frac{d_i}{d_e h_{ef}} + \frac{d_i}{d_e h_e} \; .$$

Donde

h: Coeficiente convectivo.

A: Área de la superficie de transferencia de calor.

R_w: Resistencia térmica de la pared.

f: Subíndice para suciedad. $1/h_f$ = factor de ensuciamiento.

η_o : Eficiencia del arreglo de aletas,

$$\eta_o = 1 - (A_{aletas} / A_{total}) \cdot (1 - \eta_{aleta}).$$

El cálculo y el diseño del IC es un proceso iterativo. La suposición de valores típicos de U, como los proporcionados en la tabla 1-4.1, hace más rápida la convergencia de la iteración.

Tabla 1-4.1 Valores típicos de U

	Convección libre, gases. W/m^2.°C 2 - 5	Convección libre, líquidos. W/m^2.°C 10 - 100	Convección forzada, gases. W/m^2.°C 5 - 250	Convección forzada, líquidos. W/m^2.°C 50 - 1 E4	Ebullición y Condensación. W/m^2.°C 1 E3 - 5 E4
Convección libre, gases. W/m^2.°C 2 - 5	1 - 3	2 - 5	3 - 10	5 - 20	10 - 50
Convección libre, líquidos. W/m^2.°C 10 - 100		5 - 50	10 - 75	10 - 100	150 - 500
Convección forzada, gases. W/m^2.°C 5 - 250			5 - 100	20 - 250	20 - 250
Convección forzada, líquidos. W/m^2.°C 50 - 1 E4				200 - 2 500	500 - 4 000
Ebullición y Condensación. W/m^2.°C 1 E3 - 5 E4					1 000 - 6 000

4.3 RELACIONES BÁSICAS ENTRE PARÁMETROS Y VARIABLES DEL IC

Para el cálculo y análisis de un IC uniforme se formulan ecuaciones que relacionan entre sí la tasa de calor transferido, el área de transferencia de calor, las capacidades térmicas de los flujos, $C = \dot{m}c_p$, el coeficiente global, U, y las temperaturas, T, de entrada y salida de los flujos.

Se considera que un IC es uniforme si opera en estado estable, el flujo es unidimensional, las variables son isotrópicas, y no hay cambio de fase, generación de calor ni estratificación. Las ecuaciones básicas son:

(1) Balance de energía térmica en un volumen de control: $\sum q_{entra} - \sum q_{sale} = 0$.

(2) Flujo de calor a través de una conductancia térmica: $q = (UA)_m \, \Delta T_m$.

(3) Gasto de calor en los fluidos: $q = \dot{m}c_p \delta T = C_1 \delta T_1 = C_2 \delta T_2$.

Donde

q: Tasa de transferencia de calor, en W.

$(UA)_m$: Conductancia térmica promedio, en W/K.

ΔT_m: Diferencia media de temperatura de los fluidos en el IC, en K.

δT: Diferencia de temperatura entre la salida y la entrada de un fluido al IC.

c_p: Calor específico, en J/(kgK).

$C = \dot{m}c_p$: Coeficiente de capacidad térmica del flujo, en W/K.

La tasa de calor transferido y las temperaturas de salida de los flujos dependen del tipo y tamaño del IC, de los flujos másicos, de las propiedades de los fluidos y de las temperaturas de entrada al IC.

Para el diseño de un IC se toma como referencia apropiada un IC uniforme en contraflujo.

(1) La figura 1-4.1 representa un IC uniforme en contraflujo, formado por dos tubos concéntricos; el fluido caliente entra al tubo exterior con

temperatura T_{1e} y el fluido frío entra al tubo interior con temperatura T_{2e}. El calor fluye a través del área de transferencia de calor, A = PL, donde P es el perímetro hidráulico y L la longitud. Se supone que el flujo de calor es radial.

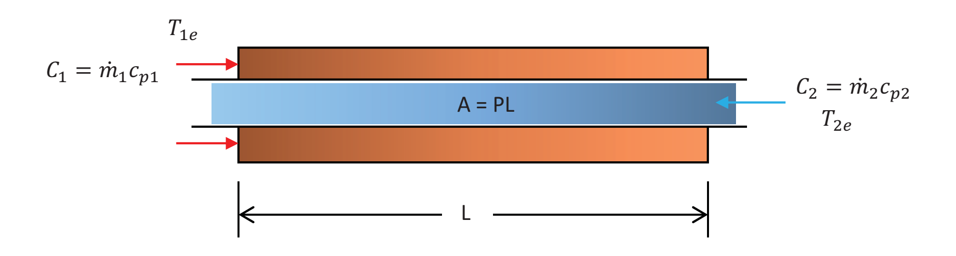


Figura 1-4.1 Esquema de un IC uniforme en contraflujo

En el IC el fluido caliente se enfría y el fluido frío se calienta, de manera que las temperaturas de salida se alejan de las temperaturas de entrada, tanto más cuanto mayor sea L, y por tanto, cuanto más grande sea el IC. La distribución de las temperaturas a lo largo del IC depende de la conductancia térmica, UA, de la geometría y de los coeficientes de capacidad térmica, C.

(2) Si $C_1 = C_2$, y $L \rightarrow \infty$, o $U \rightarrow \infty$, entonces $T_{2s} \rightarrow T_{1e}$ y $T_{1s} \rightarrow T_{2e}$ y la distribución de las temperaturas se aproxima a la mostrada en la gráfica siguiente.

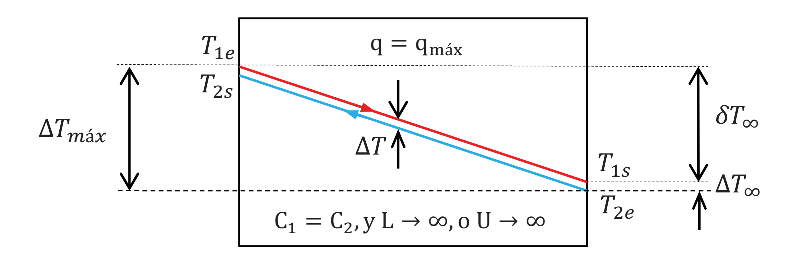


Figura 1-4.2 Perfil de temperaturas en un IC uniforme en contraflujo cuando $L \rightarrow \infty$, o $U \rightarrow \infty$

Dado que $C_1 = C_2 = C_a$, el balance de calor permite establecer que $\delta T_1 = \delta T_2 = \delta T_\infty$; si $L \rightarrow \infty$, es decir, si $A \rightarrow \infty$, o si $U \rightarrow \infty$, y puesto que $q = UA\Delta T_\infty$, entonces $\Delta T_\infty \rightarrow 0$. En este caso, el calor transferido es máximo, $q_{máx} = C_a \delta T_\infty = C\,\Delta T_{máx}$.

Si $C_1 = C_2$, y $L \rightarrow \infty$, o $U \rightarrow \infty$, entonces $T_{2s} \rightarrow T_{1e}$ y $T_{1s} \rightarrow T_{2e}$.

(3a) Si ahora $C_1 = C_2 = C_a$ pero la longitud L y la conductancia U son finitos, entonces la tasa de calor transferido, q, disminuye, por tanto, δT disminuye y ΔT aumenta. La distribución de temperaturas se asemeja a la presentada en la figura siguiente.

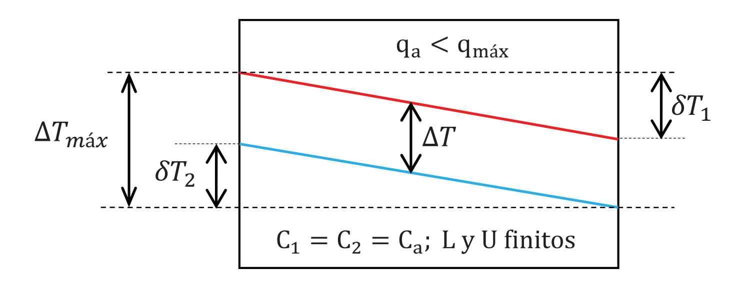


Figura 1-4.3 Perfil de temperaturas en un IC; $C_1 = C_2 = C_a$; L y U finitos

(3b) Si L y U son iguales al caso anterior, pero ahora $C_1 = C_2 = C_b > C_a$, entonces δT aumenta, ΔT disminuye y el calor transferido, q, aumenta. La relación calor transferido/volumen aumenta con relación al caso anterior. La distribución de temperaturas se asemeja a la mostrada en la figura siguiente.

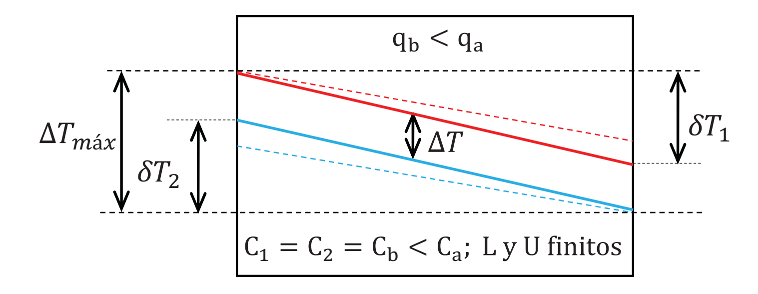


Figura 1-4.4 Perfil de temperaturas en un IC; $C_1 = C_2 = C_b < C_a$; L y U finitos

Teóricamente, la longitud del IC que se diseña varía de 0 a infinito. Para L = 0, q = 0; y para L = infinito, el volumen V = infinito. Por tanto, la relación tasa de transferencia de calor a volumen del IC, q/V tiene un valor máximo entre L = 0 y L = infinito, es decir, hay una longitud óptima del IC.

Con $\Delta T_{máx}$ y C dados, para aumentar la relación q/V se debe, en términos de lo posible, reducir la longitud, L, y aumentar el perímetro hidráulico, P.

4.4 Diferencia media de temperatura logarítmica

El flujo de calor a través de una conductancia térmica sencilla es q = UA · ΔT. Por lo general, la conductancia térmica, UA, y la diferencia de temperaturas, ΔT, varían a lo largo de un IC, por lo cual el flujo de calor se calcula con valores medios de UA y de ΔT, $q_{IC} = (UA)_m \, \Delta T_m$.

Tales valores medios están relacionados entre sí, y su determinación teórica es compleja. La conductancia térmica equivalente $(UA)_m$ se puede calcular si se define una diferencia media de temperatura representativa. La diferencia media de temperatura logarítmica es la definición más usada; su demostración se presenta a continuación.

En la figura 1-4.5 se toma como volumen de control un diferencial de longitud, *dx*, de un IC. El calor transferido en el elemento diferencial es

$$dq(x) = UdA[T_1(x) - T_2(x)] = UP[T_1(x) - T_2(x)]\,dx.$$

Donde d_A es el diferencial de área de transferencia de calor, igual al perímetro, P, por la longitud, *dx*.

A lo largo del IC las temperaturas se aproximan asintóticamente, por tanto se puede suponer que la diferencia entre ellas es exponencial, de la forma T1(x) - T2(x) = $\Delta T(x) = K_1 e^{-k2x}$, siendo K_1 y K_2 constantes que se evalúan en las fronteras en x = 0 (lado por donde entra el fluido con mayor temperatura), y en x = L, por lo que resulta

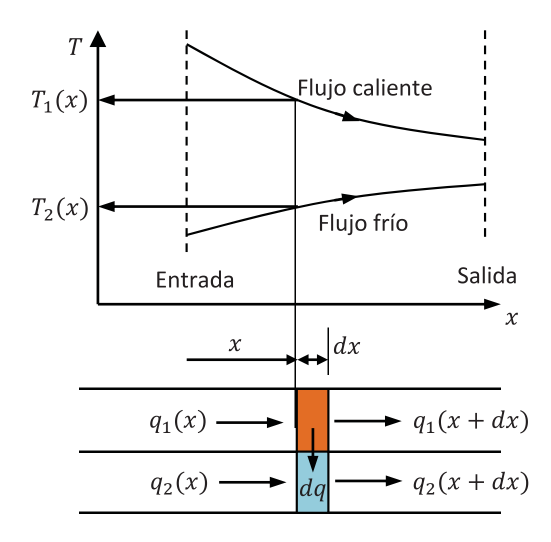


Figura 1-4.5 Volumen de control diferencial y perfiles de temperatura en un IC, flujo paralelo

$$K_1 = \Delta T(0) = \Delta T_0.$$

$$K_2 = -(1/L) \ln (\Delta T_L/\Delta T_0).$$

Se reemplazan en la ecuación anterior y al integrar resulta

$$q = \int dq(x) = UP\int \Delta T(x)dx = -(UPK_1/k_2)[e^{-K_2L}-1].$$

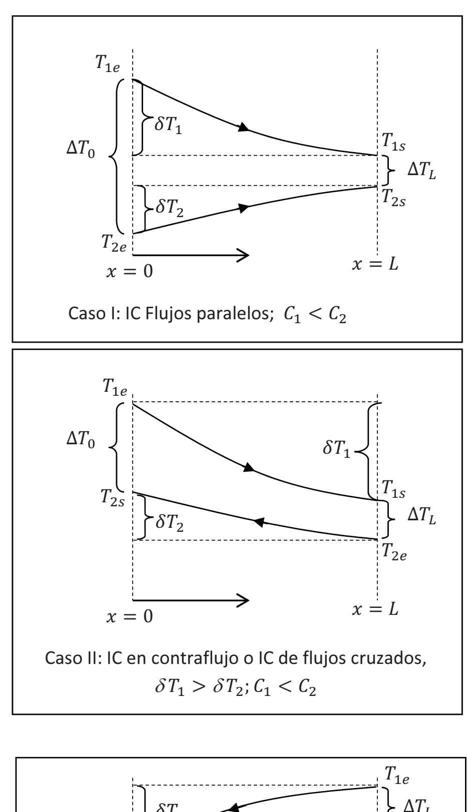
$$q = UPL\Delta T_0 [\Delta T_L/\Delta T_0 - 1]/\ln (\Delta T_L/\Delta T_0).$$

$$q = UA \frac{(\Delta T_L - \Delta T_0)}{\ln(\Delta T_L/\Delta T_0)} = UA \frac{(\Delta T_0 - \Delta T_L)}{\ln(\Delta T_0/\Delta T_L)} = UA\, \Delta T_{ml}.$$

Esta última expresión permite definir la diferencia de temperatura media logarítmica como

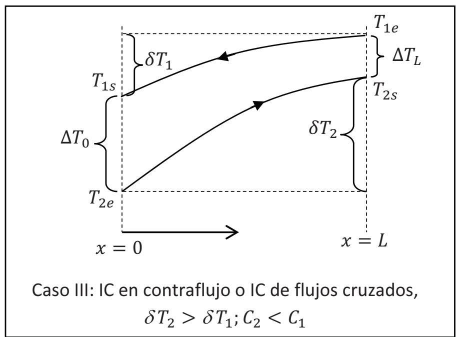
$$\Delta T_{ml} = (\Delta T_0 - \Delta T_L) / \ln (\Delta T_0/\Delta T_L).$$

ΔT_0 y ΔT_L se determinan según que el arreglo y las temperaturas configuren el caso I, II o III:



Caso I: IC Flujos paralelos; $C_1 < C_2$

Caso II: IC en contraflujo o IC de flujos cruzados, $\delta T_1 > \delta T_2; C_1 < C_2$



Caso III: IC en contraflujo o IC de flujos cruzados, $\delta T_2 > \delta T_1; C_2 < C_1$

Figura 1-4.6 Perfiles de temperatura en IC para flujos en paralelo y en contraflujo

Ejercicio 1-4.1. Área de transferencia de calor

Se requiere condensar 4 lbm/s de refrigerante R-134A a 277,8 psia usando agua a temperatura ambiente en un IC de flujo cruzado no mezclado. Hallar el área de transferencia de calor. La temperatura de saturación correspondiente es T_1 = 150°F; el calor de condensación es h_{fg} = 56,4 Btu/lbm.

Solución

Como hay condensación, la capacidad térmica C_1 es infinita. El calor por transferir en el IC es

$$q = \dot{m}_1 h_{fg} = 4 \cdot 56{,}4 = 225{,}6\frac{Btu}{s} = 812160\ Btu/h.$$

Suponiendo que se usan 10 lbm/s de agua a 80° F, se halla la temperatura de salida del agua a partir de

$$q = \dot{m}_2 c_{p2} \delta T_2 \rightarrow \delta T_2 = 225{,}6/(10 \cdot 1) = 22{,}56\ °F \rightarrow T_{2s} = 80 + 22{,}56 = 102{,}56°F$$

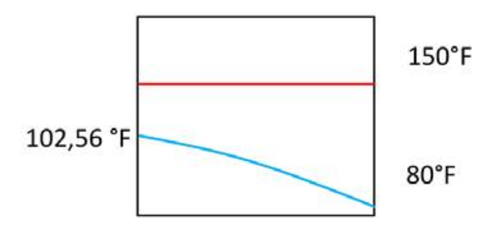


Figura 1-4.7 Perfiles de temperatura en IC con condensación

La diferencia media de temperatura logarítmica es

$$\Delta T_{ml} = \frac{(150 - 80) - (150 - 102{,}56)}{\ln\left(\frac{150 - 80}{150 - 102{,}56}\right)} = 58°F.$$

De la ecuación para transferencia de calor $q = UA\Delta T_m = UAF\Delta T_{ml}$, se obtiene

$$UA = \frac{225,6}{1 \cdot 58} = 3,9 \frac{Btu}{s°R} .$$

El área de transferencia de calor A está sujeta al valor del coeficiente global de transferencia de calor, U, el cual depende de las resistencias térmicas, las cuales a su vez son funciones de la geometría adoptada.

Suponiendo

$$U = 2000\, W/m^2K \;=\; 2 \cdot 3412\ (Btu/h)/10,76\, pie^2 \cdot\; 1,8\, °R \;=\; 352\, Btu/h \cdot pie^2 °R$$

Resulta $A \;=\; UA/U = 3,9/\left(\frac{352}{3600}\right) = 39,9\, pie^2$.

Una vez que se ha seleccionado un diseño geométrico, se verifica el valor propuesto para U.

Ejercicio 1-4.2. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de un IC

A un calentador de agua de tubo y coraza entran 216 *kg/h* de agua a 30° C y salen a 90° C. Para calentar el agua se usa un flujo de 1260 kg/h de gases a 130° C. El agua fluye por tubos de cobre (d_i = 25 *mm* y d_o = 32 *mm*, = 381 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$). Los coeficientes de transferencia de calor en los lados del gas y del agua son 120 y 1200 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, respectivamente. El factor de suciedad es 0,002 y 0.004 m^2K/W del lado del agua y del lado del aire, respectivamente. Calcular la temperatura de salida del gas, el coeficiente global de transferencia de calor basado en el diámetro exterior del tubo y la diferencia media de temperatura real de transferencia de calor. Suponer los calores específicos, c_p, como 1.05 $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ para los gases y 4.19 $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ para el agua. El área exterior total de los tubos es 6 m^2. No hay aletas dentro ni fuera de los tubos.

Solución

• Cálculo de la temperatura de salida del gas T_{1s}

Subíndice 1 para el gas, 2 para el agua, e para entrada y s para salida.

$$q = \dot{m}_2 c_{p2} \delta T_2 = \frac{216\ \text{kg} \cdot s^{-1}}{3600}\ 4190\ \text{J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{K}^{-1} \cdot (90 - 30)\text{K}$$

q = 15084 W.

$$q = \dot{m}_1 c_{p1} \delta T_1 \rightarrow 15084\ \text{Js}^{-1} = \frac{1260\ \text{kg} \cdot s^{-1}}{3600}\ 1050\ \text{J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{K}^{-1} \cdot (130 - T_{1s})\text{K}$$

• Cálculo de U_e –referido al lado externo por donde circula el fluido caliente

$$\frac{1}{Ue} = \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_{ef}} + d_e \frac{\ln(d_e/d_i)}{2k_w} + \frac{d_e}{d_i h_{if}} + \frac{d_e}{d_i h_i} \rightarrow$$

$$\frac{1}{Ue} = \frac{1}{120} + 0.004 + 0{,}032 \cdot \frac{\ln(32/25)}{2 \cdot 381} + \frac{0{,}002 \cdot 32}{25} + \frac{32}{25 \cdot 1200} \rightarrow$$

$$\frac{1}{Ue} = 0{,}00833 + 0.004 + 0{,}00001 + 0{,}00256 + 0{,}00107 = 0{,}01597\ \text{m}^2\text{K/W} \rightarrow$$

Ue = 62.6 W/m^2K.

• Cálculo de la diferencia media de temperatura, ΔT_m

$$q = U_m A_m \Delta T_m \rightarrow \Delta T_m = q/(AU)_m = 15084/(6*62.6) \rightarrow \Delta T_m = 40.2°C.$$

Comentarios

La mayor resistencia térmica se tiene del lado del gas debido a la convección y al factor de suciedad. ΔT_m se calculó con base en la información suministrada para calcular U_e.

Ejercicio 1-4.3. Dimensionamiento básico de calor de un IC

Calcular el área de transferencia de calor y dar las dimensiones básicas de un IC de un paso por la coraza y dos pasos por los tubos para que condense 0,2 *kg/s* de vapor saturado a 110° C (h_{fg} = 2229.7 *kJ/kg*) pasando por los tubos agua de enfriamiento a condiciones ambientales. U = 1 kW/m^{2}K. El agua de enfriamiento entra a 25° C y sale a 30° C.

Solución

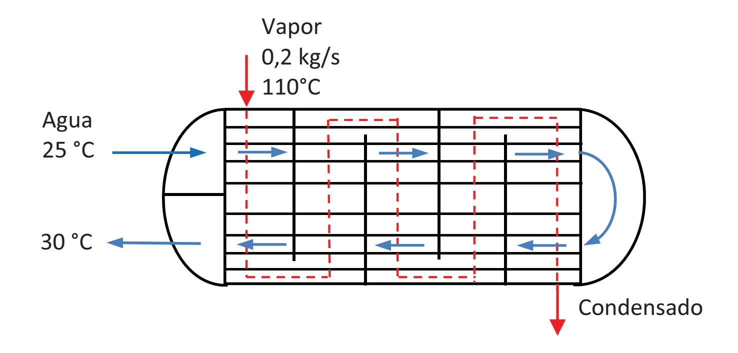


Figura 1-4.8 Esquemático del intercambiador de calor de coraza y tubo

a) Área de transferencia de calor

Como hay condensación, la capacidad térmica del flujo de vapor por la coraza C_1 es infinita. El calor transferido en el IC es

$$q = \dot{m}_1 h_{fg} = 0{,}2 \cdot 2229.7 = 445{,}9\ kW.$$

Dado que el flujo de agua por los tubos es

$$\dot{m}_2 = q/\left(c_{p2}\delta T_2\right) = 445{,}9/(4.186 \cdot 5) = 21{,}3\ kg/s\,.$$

El caudal de agua de enfriamiento es

$$Q_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho} = \frac{21{,}3}{997{,}5} = 0{,}0214\, m^3/s\,.$$

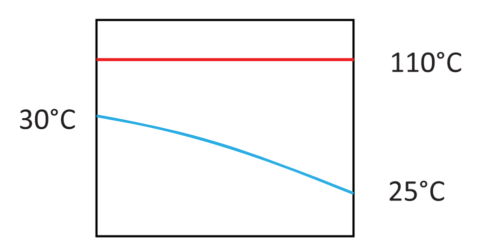


Figura 1-4.9 Perfil de temperatura equivalente para ΔT_{ml}

La diferencia media de temperatura logarítmica es

$$\Delta T_{ml} = \frac{(110-25)-(110-30)}{\ln\left(\frac{85}{80}\right)} = 82{,}5\, K$$

De la ecuación para transferencia de calor, con F = 1 porque hay condensación,

$$q = UA\Delta T_m = UAF\Delta T_{ml} \rightarrow UA = \frac{445{,}9}{1 \cdot 82{,}5} = 5{,}4\, kW/m^2K.$$

Con U = 1 kW/m^2K resulta: A = UA/U = 5,4/1 = 5,4 m^2.

b) Dimensionamiento preliminar de los tubos

La caída de presión en los tubos (por donde circula el agua de enfriamiento) depende de la velocidad media, V. Dado que hay dos pasos por los tubos, de los N tubos que tiene el IC, N/2 estarán en paralelo y el caudal por cada tubo es

$$Q_{tubo} = \frac{2Q_2}{N}.$$

La velocidad media por el tubo, V, se relaciona con el caudal total, Q_2, con el número de tubos IC, N y con el diámetro interior, D_i, mediante

$$V = \frac{4Q_{tubo}}{\pi D_i^2} = \frac{8Q_2}{N\pi D_i^2} \rightarrow N = \frac{8Q_2}{\pi V D_i^2}.$$

El área total de transferencia de calor, A, se relaciona con el diámetro exterior de los tubos, D_e, con el número de tubos, N y con la longitud del IC mediante

$$A = N \cdot L \cdot \pi \cdot D_e \rightarrow LN = \frac{A}{\pi D_e}.$$

Relacionando las dos ecuaciones se obtiene

$$\frac{8LQ_2}{V\pi D_i^2} = \frac{A}{\pi D_e} \rightarrow L = \frac{VAD_i^2}{8Q_2 D_e}.$$

Asumiendo tubos de 1 pulgada nominal (D_e = 33,4 mm y D_i = 26,6 mm) resulta

$$L = \frac{V \cdot 5{,}4 \cdot 0{,}0266^2}{8 \cdot 0{,}0214 \cdot 0{,}0334} = 0{,}67\,V.$$

La velocidad media de líquidos en tubos, V, está en el rango de 1 a 4 m/s, es decir, la longitud, L, estará entre 0,67 y 2,7 metros. La geometría del IC y las pérdidas varían según la velocidad que se asuma.

A modo de ejemplo se dimensionará para V = 2 m/s, L = 1,34 m.

c) Número de tubos

El área total de transferencia de calor es $A = N \cdot 2L \cdot \pi D_e$, con lo cual resulta

$$N = \frac{A}{LD_e\pi} = \frac{5{,}4}{1{,}34 \cdot 0.0334 \cdot \pi} = 40\ tubos.$$

d) Cálculo básico de la caída de presión en los tubos

Para L = 1,34 m resultan 40 tubos, que dispuestos en arreglo triangular con paso entre tubos de 1,25 D_e y factor de empaquetamiento del 80 % resulta un diámetro interior de la coraza de

Diámetro interior de la coraza

$$D_c = \sqrt{[4N(1{,}25 \cdot De)^2 cos30/(0{,}8 \cdot \pi)]} = 0{,}31\ m.$$

Se calcula la velocidad media, $V = \frac{8Q_2}{N\pi D_i^2} = \frac{8 \cdot 0{,}0214}{40 \cdot \pi \cdot 0{,}0334^2}$ =1,22 *m/s*.

La caída de presión es $\mathrm{h} = [\mathrm{fL/D} + \Sigma \mathrm{K_{acc}}]\frac{V^2}{2g}$.

Para tuberías de acero comercial de 26,6 mm de diámetro interior, f = 0,023. Suponiendo K = 1 para la entrada al múltiple y para la entrada a los tubos, y K = 0,5 para la salida de los tubos y para la salida del múltiple, resulta ΣK_{acc} = 3. Por tanto:

$\mathrm{h} = \left[\frac{0.023 \cdot 1{,}34}{0.0266} + 3\right]\frac{1{,}22^2}{19.6} = 0{,}32\ m$. Esto representa un requerimiento de potencia de bombeo aproximado de 85 W.

Ejercicio 1-4.4 Cálculo de la diferencia media de temperatura logarítmica de un IC.

Calcular la diferencia media de temperatura logarítmica de un IC al cual ingresa un fluido A con temperatura 120° C y sale a 55° C, y un fluido B que entra con temperatura 10° C y sale a 95° C.

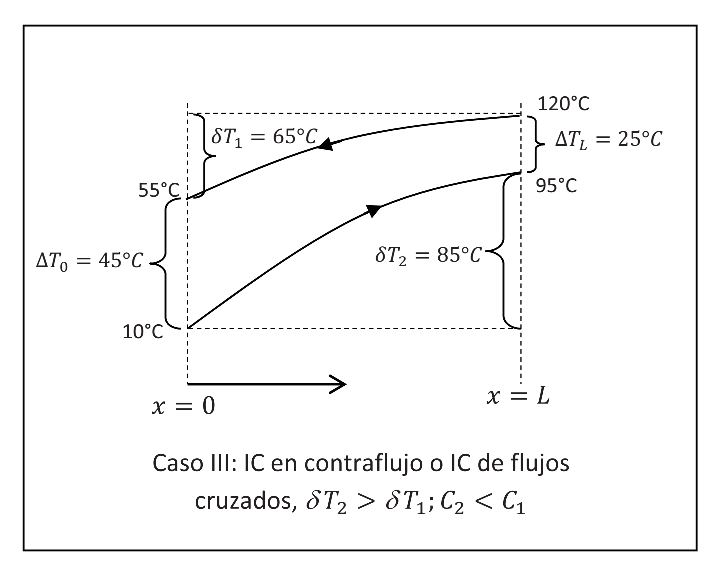
Solución

A es el fluido caliente y B el fluido frío. La temperatura de A disminuye 65° C, mientras que la de B sube 85° C, por tanto, $\delta T_1 < \delta T_2 \rightarrow C_1 > C_2$. Estas temperaturas configuran el caso III, y la gráfica es similar a la mostrada en la figura siguiente.

La diferencia media de temperatura logarítmica es

$$DTML = \Delta T_{ml} = (\Delta T_L - \Delta T_0) / ln(\Delta T_L/\Delta T_0).$$

$$DTML = \Delta T_{ml} = (25 - 45) / ln(25/45) = 34{,}02°.$$



Caso III: IC en contraflujo o IC de flujos cruzados, $\delta T_2 > \delta T_1$; $C_2 < C_1$

Figura 1-4.10 Perfil de temperatura en un IC en contraflujo con $C_2 < C_1$

Comentario. En este caso, el valor obtenido para la diferencia media logarítmica es muy cercano a la diferencia promedio de temperatura $\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_L + \Delta T_0}{2} = \frac{45 + 25}{2} = 35°C$.

En general, ΔT_{ml} tiende a $\overline{\Delta T}$ cuando $\Delta T_L \rightarrow \Delta T_0$.

5. CÁLCULO DE UN IC

El flujo de calor en un IC se puede calcular con la ecuación $q = (UA)_m \Delta T_m$. Pero como la diferencia media de temperatura no es fácil de obtener, por lo general se reemplaza por la diferencia media logarítmica, afectada por un factor de corrección.

Es decir, $\Delta T_m = F \Delta T_{ml}$

Con lo cual $q = (UA)_m F \Delta T_{ml}$

La ecuación anterior permite calcular la conductancia térmica media, *UA,* que deberá tener el IC que permite un intercambio de calor dado, *q,* con una diferencia media de temperatura, ΔT_{ml}.

5.1 MÉTODO DE LA DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA LOGARÍTMICA

Para determinar el factor de corrección, *F,* se usan gráficas obtenidas a partir de experimentación con modelos adimensionales en función del arreglo de los flujos, de la efectividad de temperatura del flujo, P, y de la relación de las capacidades térmicas, R.

$$F = f\ (\text{arreglo de flujos}, P_i, R_i).$$

Donde

P_i es la efectividad de la temperatura del flujo i:

$$P_1 = \delta T_1/\Delta T máx.$$

$$P_2 = \delta T_2/\Delta T máx.$$

$\Delta T_{máx}$ Es la diferencia entre las temperaturas de entrada de los fluidos.

R_1 es la relación de la capacidad térmica del flujo i con respecto al otro flujo:

$$R_1 = Z_1 = C_1/C_2 = \delta T_2/\delta T_1.$$

$$R_2 = Z_2 = C_2/C_1 = \delta T_1/\delta T_2.$$

$F = 1$ en IC uniformes en contraflujo o con flujos paralelos, en IC con cambio de fase, o cuando $\delta T_1 = \delta T_2$. Para IC de geometría sencilla, *F* se determina analíticamente (ver tabla 3.8 de Shah). En general, *F* se determina experimentalmente mediante modelos adimensionales. $F < 1$ en IC no uniformes y en IC de flujos cruzados.

En la medida que *F* se aproxima a 1, el IC es más parecido a un IC en contraflujo, pero esto no significa necesariamente que su eficiencia tienda a 1.

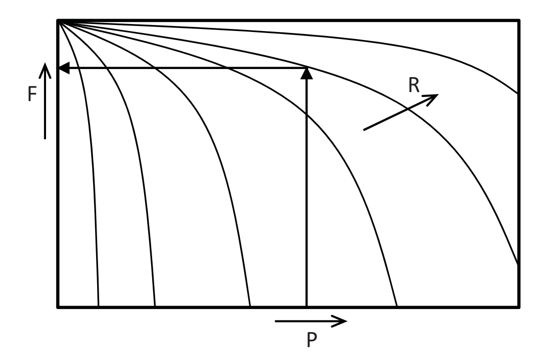


Figura 1-5.1 Gráfica experimental de $F = f\,(P,R)$
para un determinado arreglo de flujo

5.2 Método ε - NTU

Otro método para calcular la conductancia térmica media, *UA,* es a través del parámetro *NTU*, o sea, el número de unidades de transferencia de calor, el cual se determina de gráficas obtenidas a partir de ensayos en modelos adimensionales en función del arreglo del flujo, de la eficiencia, ε, y de la relación de capacidades térmicas, C*:

$$NTU = f\,(\text{arreglo de flujos}, \varepsilon, C^*).$$

Donde

$$C^* = C_{menor} / C_{mayor}.$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{menor}}.$$

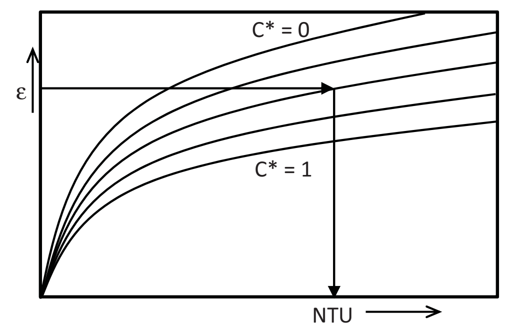


Figura 1-5.2 Gráfica experimental de NTU = $f\,(\varepsilon, C^*)$
para un determinado arreglo de flujo

Para IC en contraflujo $\varepsilon = \dfrac{1 - e^{-NTU(1- C^{*})}}{1 - C^{*}e^{-NTU(1- C^{*})}}$.

Para flujo paralelo $\varepsilon = \dfrac{1 - e^{-NTU(1+ C^{*})}}{1 + C^{*}}$.

5.3 MÉTODO P- NTU

El número de unidades de transferencia de calor, *NTU,* también se puede determinar de gráficas en función del arreglo del flujo, de la efectividad de temperatura del flujo, *P,* y de la relación de capacidades térmicas, R:

$$NTU = f\,(\text{arreglo de flujos}, P; R):$$

Este método es apropiado para optimizar el tamaño de un tipo de IC; primero se determinan las temperaturas de entrada-salida, con lo cual se conoce ΔT_{ml}; luego se analizan diferentes geometrías y arreglos para acercar ΔT_m a ΔT_{ml}, procurando aumentar *F*.

Ejercicio 1-5.1. Dimensionamiento básico

Calcular el área de transferencia de calor requerida por un IC de flujo cruzado no mezclado para enfriar 1 *kg/s* de agua (c_p = 4,19 *kJ/kgK*) desde 45 ° C hasta 35 °C usando aire a 25 ° C (c_p = 1 *kJ/kgK*), si existen restricciones debido a que: (a) el flujo de aire es limitado; (b) el incremento de temperatura del aire debe ser bajo. Asumir U = 50 W/m^2K.

Solución

El fluido caliente es agua (subíndice 1); el fluido frío es aire (subíndice 2). De los datos se calcula:

$$\delta T_1 = T_{10} - T_{1L} = 45 - 35 = 10\ °C.$$

$$C_1 = m_1 c_{p1} = 1 \cdot 4,19 = 4,19\ Kw \cdot K^{-1}.$$

$$q = C_1\, \delta T_1 = 4,19 \cdot 10 = 41,9\ kW.$$

$$\Delta T_{máx} = 45 - 25 = 20K.$$

Los 41,9 kW de calor que se extraen al agua deben ser absorbidos por el flujo de aire. Si el flujo másico de aire es bajo, el incremento de temperatura tiene que ser alto, y viceversa.

(a) Si el flujo de aire es limitado, se asume que el incremento de temperatura del aire es alto, por ejemplo: δT_2 = 12 K (mayor que δT_1 pero menor que $\Delta T_{máx}$). Por tanto $C_2 = C_{menor}$.

$$C_2 = \frac{q}{\delta T_2} = \frac{41,9}{12} = 3,49\frac{kW}{K} = C_{menor}.$$

$$q_{máx} = C_{menor}\Delta T_{máx} = 3,49 \cdot 20 = 69,83\ kW.$$

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{máx}} = \frac{41,9}{69,83} = 0,6.$$

$$\dot{m}_2 = \frac{C_2}{\delta T_2} = \frac{3,49}{12} = 0,29\ kg/s.$$

$$T_{20} = T_{2L} + \delta T_2 = 25 + 12 = 37\ °C.$$

Donde T_{20} es la temperatura de salida del aire.

$$DTML = \frac{\Delta T_0 - \Delta T_L}{\ln(\Delta T_0/\Delta T_L)} = \frac{(45-37)-(35-25)}{\ln(8/10)} = 8,96\ K.$$

$$C^* = \frac{C_{menor}}{C_1} = \frac{3,49}{4,19} = 0,83.$$

Se tiene el arreglo de flujos, la eficiencia y la relación de las capacidades térmicas. Se usa una gráfica para NTU = f (ε, C*, flujo cruzado no mezclado), de donde se obtiene que NTU = 1,6:

$$UA = NTU \cdot C_{menor} = 1,6 \cdot 3,49 = 5,58\ kW/K.$$

$$\Delta T_m = \frac{q}{UA} = \frac{41,9}{5,58} = 7,5\ K.$$

$$F = \frac{\Delta T_m}{DTML} = \frac{7,5}{8,96} = 0,84.$$

Dado que U = 50 W ·m^{-2}K^{-1}, el área A = 5,55/0,05 → A = 112m^2.

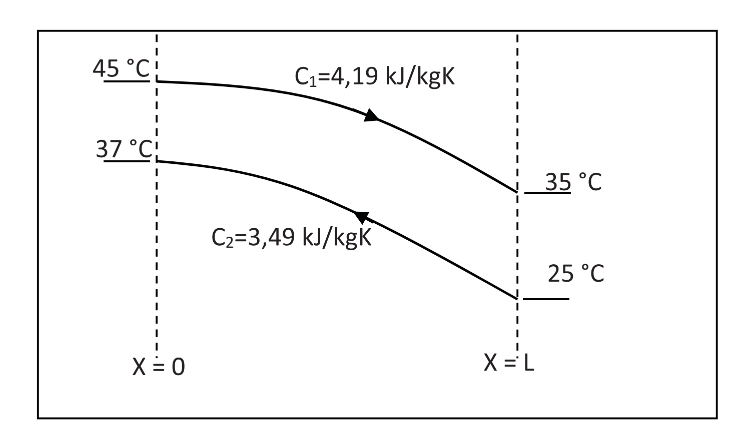


Figura 1-5.3 Perfil de temperatura en un IC en contraflujo con $C_{menor} = C_2$

(b) Si δT_2 debe ser bajo, se asume que el incremento de la temperatura del aire sea menor que δT_1, por ejemplo: δT_2 = 8 K. Resulta entonces $C_1 = C_{menor}$.

$$C_2 = \frac{q}{\delta T_2} = \frac{41,9}{8} = 5,24\ kW/K.$$

C* = C1/C2 = 4,19/5,24 = 0,8.

$$q_{máx} = C_{menor} \Delta T_{máx} = 4,19 \cdot 20 = 83,8\ kW.$$

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{41,9}{83,8} = 0,5.$$

Se conoce el arreglo del flujo, la eficiencia y la relación de capacidades térmicas. De una gráfica para NTU = f(ε, C*, flujo cruzado no mezclado), con C* = 0,80 se obtiene NTU = 1,0:

$$UA = NTU \cdot C_{menor} = 1,0 \cdot 4,19 = 4,19\ kW/K.$$

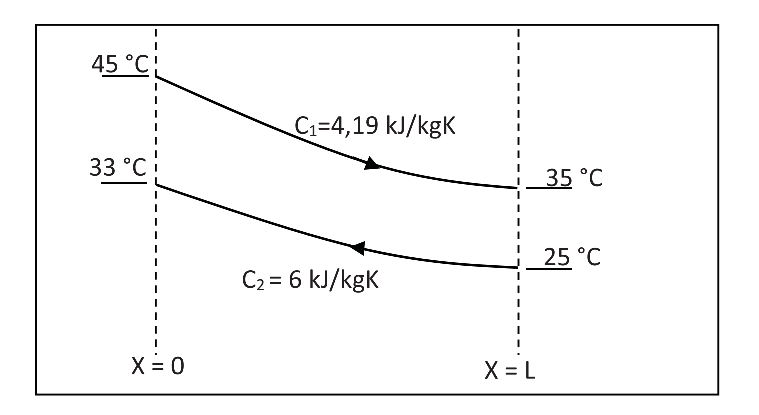


Figura 1-5.4 Perfil de temperatura en un IC en contraflujo con $C_{menor} = C_1$

$$\dot{m}_2 = \frac{C_2}{\delta T_2} = \frac{5{,}24}{8} = 0{,}655\ kg/s.$$

$$T_{20} = T_{2L} + \delta T_2 = 25 + 8 = 32\ °C\ .$$

$$DTML = \frac{\Delta T_0 - \Delta T_L}{\ln(\Delta T_0/\Delta T_L)} = \frac{(45-33)-(35-25)}{\ln(12/10)} = 10{,}97\ K.$$

$$\Delta T_m = \frac{q}{UA} = \frac{41{,}9}{4{,}19} = 10\ K.$$

$$F = \frac{\Delta T_m}{DTML} = \frac{10}{11} = 0{,}91.$$

Área de transferencia de calor:

Dado que U = 50W · $m^{-2}K^{-1}$, el área A = 4,19/0,05 → A = 84 m^2.

Tabla resumen de las dos soluciones

	T_{20}		C_{menor}	ε	ΔT_{ml}	UA	F	A
	°C	Kg/s	kW/K			kW/K		m^2
Caso a)	37	0.29	3,49	0,6	8,96	5,58	0,84	112
Caso b)	33	0.655	4,19	0,5	10,97	4.19	0,91	84

La comparación permite concluir que reducir el flujo de aire produce un tamaño mayor del IC y que limitar la temperatura de salida del aire significa un IC de menor efectividad.

6. CAÍDA DE PRESIÓN EN INTERCAMBIADORES DE CALOR

En los intercambiadores de calor se presentan caídas de presión en los flujos, las cuales deben ser suplidas por máquinas de flujo apropiadas. En este capítulo se presentan algunos aspectos relacionados con la caída de presión, Δp, en intercambiadores de calor: importancia de la caída de presión en los IC, Δp en IC aleteados, Δp en IC tubulares, Dp en IC de placas. Para mayores detalles consultar la referencia [Shah].

6.1 IMPORTANCIA DE LA CAÍDA DE PRESIÓN

La caída de presión debe tenerse en cuenta tanto en el proceso de diseño como en la selección e instalación de un IC porque afecta los costos de operación del IC y, además, porque la caída de presión puede afectar la presión absoluta de los fluidos de tal manera que se altere el funcionamiento del IC, sobre todo en aquellos casos en que opere cerca a la saturación o haya cambio de fase.

Para medir la importancia de la caída de presión en un IC con criterio general se debe relacionar la potencia requerida para suplir Δp con el calor transferido en el IC; las ecuaciones que se presentan a continuación ayudan a visualizar esa relación.

Potencia térmica del IC: $q = \dot{m}c_p\delta t$

Potencia de accionamiento: $P = \dfrac{\dot{m}gh}{\eta} = \dfrac{\Delta p\dot{m}}{\rho\eta}$

Potencia flujo laminar: $P = \dfrac{32L\mu\dot{m}^2}{D_h^2\rho^2 A_o\eta}$

Relación: $\dfrac{P}{q} = \dfrac{32L\mu\dot{m}}{D_h^2\rho^2 A_o\eta c_p\delta t}$

Potencia flujo turbulento, conductos lisos: $P = \dfrac{0.158L\mu^{0.25}\dot{m}^{2.75}}{D_h^{1.25}\rho^2 A_o^{1.75}\eta}$

Relación: $\frac{P}{q}=\frac{0{,}158L\mu^{0.25}\dot{m}^{1.75}}{D_h^{1.25}\rho^2 A_o^{1,75}\eta c_p\delta t}$

De las relaciones *P/q* se deduce que para una tasa de calor transferido, la potencia requerida para suplir las pérdidas (y por tanto, la energía y el costo de bombeo) en un IC es inversamente proporcional a D_h^n, a ρ^2 y a A_o^m . Es decir que el costo de bombeo es más importante en IC con flujo de gases o en IC con flujo laminar de líquidos muy viscosos y cuando L/D_h es muy grande.

Para determinar y suplir la caída de presión en un IC se deben tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Los valores típicos de la caída de presión son 70 kPa para agua en IC de tubo y coraza y 0,25 kPa para aire ambiente en IC compactos.
- Las máquinas de flujo usadas para suplir Δp en IC son los ventiladores, las bombas y los compresores.
- Los ventiladores pueden ser radiales o axiales, de tiro forzado o inducido.
- Los ventiladores y las bombas usados en IC son turbomáquinas cuya altura es limitada, por lo cual la caída de presión debe calcularse con cuidado.
- Además de la caída de presión en el IC propiamente dicho se deben considerar las pérdidas de presión en los accesorios y en las conexiones a la tubería. Como accesorios se consideran el distribuidor y el colector dispuestos a la entrada y a la salida del IC para mejorar la uniformidad del flujo y la caída de presión.
- La caída de presión en un IC se debe a: (1) la fricción; (2) los vórtices; (3) el efecto del cambio de la densidad con la temperatura; (4) el efecto del cambio de la altura entre los puertos de entrada y salida del IC.

En el cálculo de la caída de presión se hacen las siguientes suposiciones:

Flujo permanente; densidad constante o función solo de la temperatura; presión en un punto independiente de la dirección; ecuación de

Bernulli aplicable a lo largo de líneas de corriente; no hay fuentes ni sumideros de energía mecánica; el coeficiente de fricción, *f*, se determina experimentalmente a partir de modelos adimensionales y se considera constante en el IC.

6.2 Caída de presión en IC de placas aleteadas

En un IC de placas aleteadas la caída de presión es la misma en cada conducto en paralelo. Se tienen en cuenta las caídas de presión:

(a) En el conducto propiamente dicho.

(b) En la en la entrada del conducto, y

(c) En la salida del conducto.

6.3 Caída de presión en IC de tubos aleteados

En un IC de tubos aleteados se produce caída de presión en el flujo interior y en el flujo exterior de los tubos.

- ***Flujo por el interior de los tubos***. La caída de presión en el flujo que va por el interior de los tubos es la misma en cada conducto en paralelo y su cálculo es similar a como se realiza en un IC de placas aleteadas. Se tienen en cuenta las caídas de presión en el conducto propiamente dicho, en la entrada y en la salida del conducto
- ***Flujo por el exterior de los tubos***. La caída de presión en el flujo que va por fuera de los tubos se calcula dependiendo del tipo de arreglo de las aletas. Se debe tener en cuenta si las aletas son radiales individuales, si son aletas longitudinales individuales, o si son arreglos de aletas normales a los tubos.

6.4 Caída de presión en IC tubulares

Los IC tubulares pueden ser bancos de tubos o IC de coraza y tubos.

(a) Bancos de tubos

- ***Flujo por el interior de los tubos.*** La caída de presión se calcula como en el caso de los tubos aleteados. Es decir, se tienen en cuenta las caídas de presión en el conducto propiamente dicho, en la entrada y en la salida de los tubos.

- ***Flujo por el exterior de los tubos.*** La caída de presión se calcula con una ecuación específica para el conducto exterior propiamente dicho, incluyendo en la valoración del factor de fricción las caídas de presión en la entrada y en la salida.

(b) IC de coraza y tubos

- ***Flujo por los tubos***. La caída de presión en el IC propiamente dicho tiene en cuenta las pérdidas que ocurren en los tramos rectos de los tubos, además de las debidas a la entrada, a la salida y a los dobleces de los tubos. Las mayores contribuciones son las pérdidas por fricción en los tubos.
- ***Flujo por la coraza***. Se tienen en cuenta las caídas de presión entre deflectores, en las ventanas, antes del primero y después del último deflector. Se corrige la caída de presión con los factores para fugas, para derivaciones y para separaciones de los deflectores intermedios.

6.5 Caída de presión en IC de placas

En comparación con los IC de coraza y tubo, los de placas son para flujos a baja presión y temperatura (valores máximos del orden de 20 bar y 200 °C), pero tienen coeficiente global de transferencia de calor tres o cuatro veces mayor. Pero este mejor desempeño es a costa de una mayor caída de presión.

El cálculo de la caída de presión en un IC de placas tiene en cuenta las siguientes reducciones:

1. Las pérdidas en las conexiones a los distribuidores y los colectores en cada paso, las cuales se estiman como 1.5 veces la altura dinámica en el puerto.

2. Las pérdidas por fricción del flujo en el espacio entre placas.

3. La disminución de la presión por la aceleración del flujo, producida por la disminución de la densidad a medida que aumenta la temperatura en los conductos.

4. La disminución de la presión por elevación vertical.

7. CONSIDERACIONES PARA LA SELECCIÓN DE IC

SEGÚN CAMPO DE APLICACIONES

Los IC tubulares son los más ampliamente utilizados en la industria. Se diseñan para ser usados para cualquier capacidad y cualesquiera condiciones de operación, desde alto vacío hasta elevadas presiones (1000 bares), para muy bajas hasta elevadas temperaturas (1100°C), para amplias diferencias de temperatura y presión de los fluidos. Pueden operar en ambientes con vibraciones, mucha suciedad, alta viscosidad de los fluidos, ambiente o fluidos corrosivos, fluidos en mezcla múltiple. Se construyen en todo tipo de materiales metálicos, plásticos o cerámicos. El área de transferencia de calor va desde 0.1 hasta más de 100 000 m^2. Como generadores de vapor, condensadores, calentadores, enfriadores.

Algunos IC se utilizan en razón de que se adaptan al espacio disponible; por ejemplo, un serpentín de calentamiento en el fondo de un tanque de almacenamiento de aceite. Otros IC gozan de ventajas que le son propias; por ejemplo, los tubos espirales eliminan el problema de la dilatación térmica.

Los IC de tubos concéntricos son los más sencillos y se usan cuando el espacio es muy importante. Se limitan a áreas de transferencia de calor menores que 50 m^2.

Los de placa manejan presiones y temperaturas relativamente bajas (20 bar, 200 °C). Tamaño de placas desde 0,3 hasta 2 m^2 y área de transferencia de calor hasta 1200 m^2. El coeficiente global de 5 a 7 kW/m^2K. Temperatura de aproximación baja, entre 1 y 3 °C. La caída de presión es del orden de 1 bar.

Los de placas selladas, PHE (*plate heat exchanger*), tienen uso extendido en la industria alimenticia y afines debido a la homogeneidad de la temperatura del producto y a la facilidad de lavado; los materiales más usados son el acero inoxidable y el titanio.

8. PREGUNTAS Y EJERCICIOS PROPUESTOS

Pregunta 1-8.1

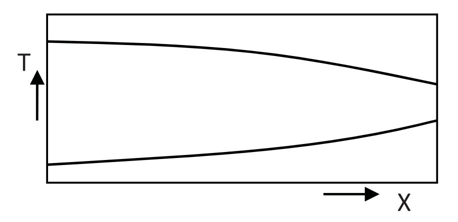
Describa los componentes y el funcionamiento de los siguientes intercambiadores de calor (IC): torre de enfriamiento; IC de lecho fluidificado; IC de acople líquido; IC compacto de placas, flujo cruzado y ambos flujos mezclados; IC regenerador de matriz rotatoria; IC de tres pasos por la coraza y seis por los tubos.

Pregunta 1-8.2

En una planta hay dos IC de coraza y tubos, pero en uno de ellos el flujo caliente pasa por la coraza y en el otro pasa por los tubos. Diga dos razones significativas para que el flujo caliente el que pase por la coraza y dos para que pase por los tubos.

Pregunta 1-8.3

Explique por qué el perfil de temperaturas de los flujos en un IC en paralelo NO puede ser como el mostrado en la figura:



Pregunta 1-8.4

Indique tres medidas que se toman para mejorar la efectividad de los intercambiadores de calor:

(a) en la fase de diseño

(b) en el mantenimiento.

Pregunta 1-8.5

Exprese un factor de carácter ambiental que se debe tener en cuenta al

(a) diseñar un IC

(b) seleccionar un IC.

Pregunta 1-8.6

Señale dos aspectos relacionados con los materiales de fabricación que se deben tener en cuenta al

(a) diseñar un IC

(b) seleccionar un IC.

Pregunta 1-8.7

Diga un ejemplo común (conocido) de cada tipo de IC:

(a) Directo

(b) Indirecto

(c) De fluidos que entran en contacto.

Pregunta 1-8.8

Explique el funcionamiento (como intercambiadores de calor) de dos de las siguientes opciones: (a) una torre de enfriamiento; (b) el radiador de un automóvil; (c) un IC regenerador de matriz rotatoria; (d) un IC de lecho fluidificado. Debe acompañar su explicación con un dibujo o esquema.

Pregunta 1-8.9

Se miden los siguientes datos en un IC en contraflujo: Área = 1,2 m^2; T_{1e} = 60 °C; T_{1s} = 36 °C; T_{2e} = 24 °C; T_{2s} = 30 °C; C_1 = 1200 W/K. (Subíndices, 1: uno de los flujos; 2: el otro flujo; e entrada; s: salida). Calcule ε, U, F.

Los ejercicios propuestos se pueden situar en diferentes contextos, según se requiera. Las suposiciones que se hagan para resolverlos deben ajustarse a los requerimientos de dicho contexto.

Ejercicio 1-8.1

Se requiere condensar 4 *kg/s* de refrigerante R-134a a 85 °C en un IC de flujo cruzado no mezclado. El agua que se usa para condensar el refrigerante aumenta su temperatura 25 °C. Halle el caudal de agua necesaria y el área de transferencia de calor. El calor de condensación es h_{fg} = 95,4 *kJ/kg*. Asumir un valor apropiado de *U*.

Ejercicio 1-8.2

Se evaporan 0,4 *kg/s* de amoníaco a 5 °C en un IC de flujo cruzado. El agua usada para evaporar el amoníaco disminuye su temperatura 15 ° C. Halle el flujo másico de agua y el área de transferencia de calor. Asumir un valor apropiado de U.

Ejercicio 1-8.3

Se condensan 0,2 *kg/s* de refrigerante R-134a a 40 °C en un IC. Se usa aire ambiente para condensar el refrigerante. Halle el área de transferencia de calor. Asumir valores apropiados de *U* y δT_{aire}.

Ejercicio 1-8.4

En un IC de coraza y tubos se enfría aceite motor usando agua como líquido de enfriamiento. El aceite entra a 70 °C, mientras que el agua a 25 °C. Las capacidades térmicas de los flujos son: del aceite, 10175 W/K; del agua, 20350 W/K. Se sabe que la eficiencia es 0,444 y *NTU* = 0,588. Calcule las temperaturas de salida del aceite y del agua y el factor de corrección F de la temperatura media logarítmica.

Ejercicio 1-8.5

Se miden los siguientes datos en un IC en contraflujo: Área = 1,2 m^2; T_{1e} = 60 °C; T_{1s} = 36 °C; T_{2e} = 24 °C; T_{2s} = 30 °C; C_1 = 1200 W/K. (Subíndices, 1: uno de los flujos; 2: el otro flujo; e entrada; s: salida). Calcule ε, U, F.

Ejercicio 1-8.6

A un intercambiador de calor de tubo y coraza entran 140 *kg/h* de agua a 80 °C y salen a 60 °C para calentar 560 kg/h de aceite térmico que entra a 30 °C y fluye por tubos de cobre (= 25*mm* y = 32*mm*, = 381 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$). Los coeficientes de transferencia de calor en los lados de aceite

y del agua son 1000 y 1200 $W \cdot m^2 \cdot K^{-1}$, respectivamente. El factor de suciedad es 0,002 y 0.001 m^2K/W del lado del agua y del lado del aceite, respectivamente. Calcular la temperatura de salida del aceite, el coeficiente global de transferencia de calor basado en el diámetro exterior del tubo y el área exterior de los tubos. Suponer los calores específicos como 1.72 $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ para el aceite y 4.19 $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ para el agua. La diferencia media de temperatura es ΔTm = 27 K. No hay aletas dentro ni fuera de los tubos.

Ejercicio 1-8.7

Calcular el área de transferencia de calor y dar las dimensiones básicas de un intercambiador de calor de un paso por la coraza y un paso por los tubos para condensar 1440 *kg/h* de vapor saturado a 140 °C usando agua de enfriamiento que ingresa a los tubos a 30 °C y sale a 38 °C. Suponer un valor apropiado de *U* y verificarlo según la geometría adoptada.

Ejercicio 1-8.8

Calcular el área de transferencia de calor de un intercambiador de calor de flujo cruzado no mezclado para enfriar 1800 *kg/h* de agua desde 60 hasta 35 °C usando aire a 25 °C. Asumir valores apropiados de la temperatura de salida del aire y de *U*.

Ejercicio 1-8.9

Calcular la diferencia media de temperatura logarítmica de un IC al cual ingresa un fluido A con temperatura 120 °C y sale a 55 °C, y un fluido B que entra con temperatura 10 °C y sale a 95 °C. Trace el perfil de temperaturas. Diga cuál es mayor entre C_A y C_B.

Ejercicio 1-8.10

Calcular la diferencia media de temperatura logarítmica de un IC al cual ingresa un fluido D con temperatura 140 °C y sale a 105 °C, y un fluido E que entra con temperatura 25 °C y sale a 105 °C. Trace el perfil de temperaturas. Diga cuál es mayor entre C_D y C_E.

Ejercicio 1-8.11

Calcular el área de transferencia de calor requerida por un IC de para enfriar 0,04 *kg/s* de agua (c_p = 4,19 *kJ/kgK*) desde 28 hasta 20 °C usando

aire a 15 °C (c_p = 1 *kJ/kgK*), si existen restricciones debido a que: (a) el flujo de aire es limitado; (b) el incremento de temperatura del aire debe ser bajo. Asumir U = 100 W/m^2K.

REFERENCIAS

F. Kreith, K. Timmerhaus, N. Lior, H. Shaw, R.K. Shah, K. J. Bell *et al*., "Applications", in *The CRC Handbook of Thermal Engineering*. Ed. Frank Kreith, Boca Raton: CRC Press LLC, 2000.

Kreith/Bohn, *Principios de transferencia de calor*, 6ª ed. México: Thompson, 2001.

J. Mesa, H. Maury, J. Turizo, and A. Bula, *A Methodology to Define a Reconfigurable System Architecture for a Compact Heat Exchanger Assembly Machine*. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, November 2013. [on line]. Available: http://dx.doi.org/10.1007/s00170-013-5451-6

R. Shah, D. Sekulic, *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons, 2003.

W. Orozco, F. Bermejo, and A. Bula, "Metodología de integración energética para la industria láctea por medio de la aplicación de un sistema de cogeneración de energía evaluado mediante la tecnología Pinch". *Vector*, vol. 8, pp. 20 - 29, 2015.

H. Santamaría, N. Durango, A. Bula, and M. Sanjuán, "Non Dimensional Analysis of Cassava Transient Drying in Packing Beds". *Latin American Applied Research Journal*, vol. 41, n°1, pp. 87 - 93, January 2011.

TEMA, 1999. *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*, 8th ed. New York.

G. Towler and R. Sinnott, *Chemical Engineering Design: Principles, Practice and Economics of Plant and Process Design*. Butterworth-Heinemann, 2009.

J. Turizo, O. Barros, A. Fontalvo, R. Vasquez, and A. Bula, "Experimental Characterization of Thermal Hydraulic Performance of Louvered Brazed Plate Fin Heat Exchangers". *Revista Facultad de ingeniería de la Universidad de Antioquia.* vol. 174, pp. 108 - 116, 2015.

Capítulo 2

Sistemas de transporte de fluidos: tuberías

Para mover un fluido se necesita un sistema o instalación formada por depósitos, conductos y máquinas adecuados para optimizar el transporte. El fluido puede ser un líquido o un gas, y puede contener sólidos en suspensión en estado fluidificado. Los depósitos sirven de almacenamiento temporal y acondicionan el fluido para su transporte; pueden ser tanques abiertos o cerrados sometidos a presión atmosférica, al vacío o presurizados. Los conductos pueden ser abiertos o cerrados, de sección circular o no circular, ser relativamente cortos o largos, y pueden ser fabricados de diversos materiales. Las máquinas suministran la energía requerida para que el fluido cambie de estado energético al pasar de un depósito al otro y para suplir la pérdida de disponibilidad de energía por fricción en los conductos. El sistema de transporte se complementa con dispositivos o accesorios para el monitoreo, el control y la seguridad.

El transporte de fluidos en tuberías requiere la instalación de depósitos apropiados para su acopio y almacenamiento; conductos adecuados para movilizarlo, y múltiples accesorios que hacen posible unir los componentes de las tuberías y ejercer control sobre el flujo. Cada uno de estos elementos será explicado a continuación.

1. DEPÓSITOS

Los depósitos tienen como principal función almacenar el fluido al inicio y al final de la tubería. El caudal, el rango de variación del caudal y las propiedades físicas y químicas del fluido afectan las características de su almacenamiento, por tanto, son los criterios que en definitiva determinan la forma y el tamaño de los depósitos.

Los depósitos pueden ser abiertos a la atmósfera o presurizados; pueden tener o carecer de recubrimiento interior o de chaqueta externa. El depósito de aspiración o succión está situado al comienzo de la tubería y por lo general sirve para el acopio del fluido a transportar. Los depósitos al final de la tubería, que reciben y sirven de almacenamiento al flujo, se denominan "depósitos de descarga" o "de impulsión".

La forma y la capacidad de los depósitos de aspiración y de descarga dependen de los diferentes propósitos para los cuales se construyen: succión de la bomba, almacenamiento de fluido, sedimentación, homogeneización, normalización de la temperatura y otros factores.

La capacidad del depósito de aspiración la afectan varios factores relacionados con la capacidad de aspiración de las bombas. Es necesario un mínimo de profundidad del líquido en el depósito de aspiración; igualmente importante es que la velocidad de aproximación del fluido a la tubería sea pequeña; también que los sólidos en suspensión y los gases disueltos hayan tenido tiempo de separarse del líquido; algunas veces, especialmente cuando hay recirculación, es necesario que el tiempo de residencia en el tanque de aspiración sea suficiente para que baje la temperatura del líquido. En general, a mayor capacidad de la bomba, mayor debe ser el volumen del depósito de aspiración.

Por su parte, el principal propósito del depósito de descarga es servir de almacenamiento. A él llega el caudal proveniente del depósito de aspiración, y de él sale un caudal requerido por la demanda de fluido. El depósito de descarga debe contener suficiente líquido, de manera que pase un tiempo prudencial antes de quedar desocupado por la demanda de caudal, sobre todo cuando el flujo proveniente del depósito de aspiración es cero. Esto garantiza que el período de encendido y apagado de la bomba sea el adecuado. Tanques muy pequeños hacen

que la bomba prenda y apague con demasiada frecuencia. Por otra parte, el costo de un depósito aumenta con su capacidad.

Ejercicio 2-1.1 Capacidad de un depósito determinada por el tiempo de residencia

El depósito de aspiración de un sistema de recirculación de aceite de enfriamiento debe retener el líquido durante 4 minutos como mínimo para que el aceite se alcance a enfriar. Si el caudal de la bomba es $Q = 6\ L \cdot min^{-1}$, calcular la capacidad mínima del depósito.

Solución

El caudal, Q, significa el volumen que la bomba extrae del depósito en la unidad de tiempo. Por lo tanto, el volumen del depósito, V_D, será extraído por la bomba en el tiempo de retención, T_R = 4 minutos. Esto es,

$$Q = \frac{V_D}{t_R}\ .$$

$$\rightarrow VD = Q \cdot t_R = 6\ L \cdot min^{-1} \cdot 4\ min = 30\ L.$$

Ejercicio 2-1.2 Tiempos de encendido y de apagado de una bomba

El depósito de descarga de un sistema de transporte de agua es un prisma de base cuadrada de 2 m por 2 m y su altura es suficiente para que el nivel del agua oscile entre 0,2 y 1,8 m. El caudal de la demanda tiene un valor máximo de $Q_D = 12\ Ls^{-1}$ y el caudal de la bomba es $Q_B = 20\ Ls^{-1}$. Calcular para demanda máxima y la bomba apagada el tiempo de vaciado, t_v, y para demanda cero el tiempo de llenado, t_{LL}. Calcular el período de encendido-apagado de la bomba.

Solución

El volumen efectivo del depósito es

$$V = AH = 2\ m \cdot 2\ m \cdot (1{,}8 - 0{,}2)m = 6{,}4\ m^3 = 6400\ l.$$

Para demanda máxima y la bomba apagada, el tiempo de vaciado es

$$t_v = \frac{V}{Q_D} = \frac{6400}{12\ Ls^{-1}} = 533\ s = 8\ min + 53\ s.$$

Para demanda cero, el tiempo de llenado es

$$t_{LL} = \frac{V}{Q_B} = \frac{6400}{20\ Ls^{-1}} = 320\ s = 5\ min + 20\ s.$$

El período de encendido-apagado es $T = t_v + t_{LL}$ = 533 +320 = 853 s = 14 min + 13 s.

La frecuencia de encendido-apagado de la bomba es $f = \frac{1}{T} = \frac{3600}{853} = 4{,}22$ veces por hora.

2. TUBERÍAS Y ACCESORIOS

Los conductos para el transporte de fluidos son de diferentes tipos de acuerdo con las propiedades del fluido, el caudal y la presión.

Los conductos tienen diferentes áreas y formas de la sección transversal y se construyen de distintos materiales; algunas veces tienen recubrimiento interior o exterior para propósitos especiales. La longitud y el trazado del conducto también varían según las circunstancias.

Los conductos son abiertos si el fluido, que es un líquido, solo llena parcialmente la sección transversal, es decir, el líquido presenta una superficie libre; comúnmente se les llama "canales". Los conductos cerrados o conductos a presión son aquellos en los cuales el fluido está confinado y llena toda la sección transversal del conducto. Por lo general, los conductos cerrados son tubos o tuberías; sin embargo, en ciertas circunstancias, los tubos se usan también como canales abiertos.

2.1 Especificaciones de los tubos

Los tubos circulares son los conductos más utilizados. Por tal razón, su producción es masiva y para su selección se deben especificar el material, el tamaño (con el diámetro nominal) y el espesor (con la cédula),

los cuales vienen estandarizados de acuerdo con normas ANSI, ISO, BS, entre otras.

La estandarización es necesaria para hacer coincidir entre sí los tamaños de las tuberías y las tuberías con los accesorios, generalmente suministrados por fabricantes diferentes. Identificado el material, el tamaño y el espesor nominal de un tubo, el fabricante ofrece la información necesaria para dar el soporte hidráulico y estructural, como por ejemplo, los diámetros interior y exterior, el espesor de la pared, el área metálica, el momento de inercia, el peso unitario, entre otros.

Al hacer los cálculos hidráulicos es importante tener en cuenta que en los tubos pequeños el diámetro interior es mayor que el diámetro nominal. Para tubos grandes, mayores que 14 pulgadas, el diámetro exterior se aproxima al diámetro nominal.

2.2 Diámetro económico

Para especificar una tubería se deben cumplir requerimientos técnicos y económicos. Los requerimientos técnicos incluyen la compatibilidad del fluido con el material de la tubería o del recubrimiento interno; la capacidad del material por resistir, tanto los esfuerzos mecánicos inducidos por la presión y la temperatura del fluido como la erosión producida por los fenómenos de impacto y de arrastre debidos al flujo. Los requerimientos económicos exigen optimizar el costo inicial en equipos de bombeo y transporte, y el costo de operación.

Conocido el caudal por transportar y su variación en el tiempo, así como la distancia y el trazado de la tubería, existe un diámetro económico que optimiza los costos del sistema de transporte. Los diámetros menores que el económico incrementan el consumo de energía, mientras que los diámetros mayores aumentan el costo inicial de la inversión.

Para un material de tubería dado, el diámetro económico es función del caudal y de la longitud de la tubería. El procedimiento para hallarlo es iterativo; consiste en suponer la velocidad media del flujo en la tubería en el rango recomendado, calcular el diámetro, ajustar al tamaño nominal más próximo, calcular el costo inicial y el costo de operación.

Repetir el procedimiento para otros tamaños de tubería y comparar costos usando un criterio económico apropiado.

2.3 Ecuación de la energía

La ecuación de la energía relaciona las diferentes formas que adopta la energía a lo largo del sistema de transporte y permite calcular la altura o cabeza de la bomba requerida para mantener el flujo; también permite calcular la presión a lo largo de la tubería debido al conocimiento que se tiene del trazado y de la presión en los depósitos de aspiración y descarga.

La ecuación de la energía aplicada a un flujo incompresible y permanente desde el depósito de aspiración (subíndice 1) hasta el depósito de descarga (subíndice 2) produce

$$\frac{P_1}{\rho g} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + H_B = \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_{1-2} \quad \textbf{(2-2.1)}$$

Donde cada término tiene dimensiones de energía/peso, es decir, unidades de longitud; H_B es la altura de la bomba; $h_{1\text{-}2}$ es la suma de las pérdidas de energía en los tubos y en los accesorios.

2.4 Pérdidas de energía en la tubería

Para un caudal Q, la pérdida de energía h_r en un tubo de diámetro D y longitud L se calcula con la ecuación de Darcy - Weisbach:

$$h_r = f\frac{L}{D}\frac{V^2}{2g} = \frac{8fLQ^2}{\pi^2 g D^5}. \quad \textbf{(2-2.2)}$$

El factor de fricción, f, es función del número de Reynolds, $\boldsymbol{R}$, y de la rugosidad relativa, $\frac{\epsilon}{D}$, del interior de la tubería, y se calcula con la ecuación de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -0{,}869\, ln\left(\frac{\epsilon}{3{,}7\,D} + \frac{2{,}51}{\boldsymbol{R}\sqrt{f}}\right) \quad \textbf{(2-2.3)}$$

La ecuación de Colebrook se resuelve por iteración o usando el diagrama de Moody. Para tuberías rugosas con alta turbulencia, f no depende de $\boldsymbol{R}$.

Para tuberías lisas, f solo depende de $\boldsymbol{R}$ y se calcula con la ecuación de Prandtl:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -0{,}869\ ln\left(\boldsymbol{R}\sqrt{f}\right) - \ 0{,}8.$$

Número de Reynolds, *R*

$$\boldsymbol{R} \ = \ \frac{\rho V D}{\mu} \ = \ \frac{V D}{\nu} \quad \textbf{(2-2.4)}$$

Para conductos circulares, $\boldsymbol{R} = \dfrac{4Q}{\pi D\,\nu} = \dfrac{4\dot{m}}{\pi D\mu}$.

Para un flujo másico dado, $\boldsymbol{R}$ no depende de la densidad del fluido.

2.5 PÉRDIDAS EN ACCESORIOS

En los accesorios se producen pérdidas de energía, h_{acc}, que son tanto mayores cuanto más irregular es la forma del accesorio. Para un accesorio dado, las pérdidas aumentan con el cuadrado de la velocidad media en la tubería, V. La ecuación general para calcular la pérdida en un accesorio es

$$h_{acc} = K_{acc}\frac{V^2}{2g} = f_T\,\frac{L_E}{D}\frac{V^2}{2g} \quad \textbf{(2-2.5)}$$

La constante K_{acc} o la longitud equivalente de tubería, L_E se determinan experimentalmente para cada tipo de accesorio. En el caso de las válvulas, su valor corresponde a la situación de apertura total.

La pérdida total en una tubería con accesorios es

$$h_{1-2} = h_r + \sum h_{acc} = \left(f\,\frac{L}{D} + \sum K_{acc}\right)\frac{V^2}{2g} \quad \textbf{(2-2.6)}$$

2.6 TUBERÍAS NO CIRCULARES

Para el transporte de fluidos a baja presión se utilizan muchas veces conductos de sección transversal no circular, los cuales, al no estar estandarizados, se dimensionan más libremente. Para el cálculo de las pérdidas se usan las mismas ecuaciones que para conductos circulares, reemplazando el diámetro D por el diámetro hidráulico, $D_H = 4A/P$. Los accesorios producen pérdidas grandes en comparación con las que

producen los tramos rectos. Por esta razón es muy importante usar valores confiables de K_{acc} o L_E.

2.7 Flujo compresible

El transporte de gases a baja presión se calcula con las mismas ecuaciones que para flujo incompresible. Pero cuando la presión es mayor, la velocidad media y la densidad varían ampliamente a lo largo de la tubería, por lo cual la ecuación de la energía y el cálculo de las pérdidas deben modificarse.

Para relacionar el flujo másico de un gas conocido con la caída de presión producida en un tramo dado de tubería se recomienda:

(a) Si la caída de presión es menor que el 10 % de la presión absoluta de entrada, utilizar la densidad que se conozca y aplicar las ecuaciones para flujo incompresible.

(b) Si la caída de presión está en el rango entre 10 y 40 % de la presión absoluta de entrada, utilizar el promedio de las densidades a la entrada y a la salida del tramo. Requiere hacer alguna suposición, aplicar las ecuaciones de flujo incompresible, iterar y ajustar el valor supuesto.

(c) Si la caída de presión es mayor que 40 % de la presión absoluta de entrada, se usan ecuaciones empíricas desarrolladas para flujo isotérmico y permanente de diferentes gases. Por ejemplo, para flujo subsónico de gas natural en tuberías horizontales largas se utiliza

$$\dot{m}^2 = \left[\frac{\rho_1 D A^2}{fL}\right]\left[\frac{P_{1abs}^2 - P_{2abs}^2}{P_{1abs}}\right] = \left[\frac{DA^2}{fLRT}\right](P_{1abs}^2 - P_{2abs}^2) \quad \textbf{(2-2.7)}$$

En general, para flujo compresible en tuberías cortas y en accesorios, la ecuación de Darcy se aproxima a

$$\dot{m} = AY\sqrt{\frac{2\rho_1 \Delta p}{K_T}} \quad \textbf{(2-2.8)}$$

Donde

A es la sección transversal de la tubería.

K_T Es el coeficiente total de resistencia de la tubería: $K_T = fL/D + \sum K_{acc}$.

y es el factor neto de expansión que tiene en cuenta la variación de las propiedades del fluido compresible con el cambio de estado a lo largo de la tubería. En el Anexo A-20 CRANE se grafica y en función del tipo de gas, de $\Delta P/P_1$ y de K_T .

Ejercicio 2-2.1 Aplicación de la ecuación de la energía

Calcular el caudal de agua que pasa del depósito A al depósito B a través de la tubería comercial de acero de 4 pulgadas, cédula 40 y 200 m de longitud. El nivel del agua en A está 6 m por encima del nivel del agua en B. Haga las suposiciones necesarias.

Solución

La aplicación de la ecuación de la energía desde la superficie libre del agua en A hasta la superficie libre del agua en B es

$$\frac{P_A}{\rho g} + Z_A + \frac{V_A^2}{2g} + H_{BOMBA} = \frac{P_B}{\rho g} + Z_B + \frac{V_B^2}{2g} + h_{A-B}$$

Del enunciado, $P_A = 0$; $P_B = 0$; $V_A = O$; $V_B = 0$; $H_{BOMBA} = 0$; $Z_A - Z_B = 6\ m$.

Por tanto $h_{A-B} = 6\ m$.

Las pérdidas incluyen la tubería recta y los accesorios, que en este caso son las conexiones de la tubería a los depósitos:

$$h_{A-B} = h_r + \sum h_{acc} = \left(f\frac{L}{D} + \sum K_{acc}\right)\frac{V^2}{2g}$$

De la página A - 49 de CRANE, las constantes son $K_{centrada} = 0{,}5$ y $K_{salida} = 1{,}0$.

De la página B - 21 de CRANE, el diámetro interior de la tubería es $D = 102{,}3\ mm$.

De la página A - 41 de CRANE, para acero comercial, $f = 0{,}0162$.

Reemplazando valores: $6 = \left(0{,}0162 \cdot \frac{200}{0{,}1023} + 0{,}5 + 1{,}0\right)\frac{V^2}{2 \cdot 9{,}8} \rightarrow V = 1{,}88\ m/s.$

El caudal es $Q = VA = \frac{V\pi D^2}{4} = \frac{1{,}88 \cdot \pi \cdot 0{,}1023^2}{4} = 15{,}5 \cdot 10^{-3}\ m^3 s^{-1}$.

Q = 15,5 ls^{-1}.

La velocidad corresponde al rango de valores para la velocidad de líquidos en tuberías.

Ejercicio 2-2.2 Aplicación de la ecuación de la energía

Reemplazar la tubería del ejercicio anterior por una de la misma cédula de mayor diámetro, de manera que el caudal sea como mínimo Q = 27 Ls^{-1}.

Solución

Se procede como en el ejercicio anterior y se obtiene la siguiente información:

$$h_{A\text{-}B} = 6m;\ K_{centrada} = 0{,}5;\ K_{salida} = 1{,}0.$$

No se conoce el diámetro, por tanto no se conocen V ni f. Se procede por tanteo; para tener un diámetro aproximado se supone que la velocidad no cambia, V = 1,88 m/s.

$$D = \frac{Q}{A} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 27 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 1{,}88}} = 0{,}135\ m = 135\ mm.$$

De la página B - 21 de CRANE, el diámetro interior 135 mm está entre las tuberías de 5 y de 6 pulgadas cédula 40.

Se prueba con tubería de 6 pulgadas, D = 154,1 mm.

De la página A - 41 de CRANE, para acero comercial, .

Reemplazando valores: $6 = \left(0{,}015 \cdot \frac{200}{0{,}1541} + 0{,}5 + 1{,}0\right)\frac{V^2}{2 \cdot 9{,}8} \rightarrow V = 2{,}37\ m/s.$

El caudal es $Q = VA = \frac{V\pi D^2}{4} = \frac{2{,}37 \cdot \pi \cdot 0{,}1541^2}{4} = 44{,}2 \cdot 10^{-3}\ m^3 s^{-1}$.

Q = 44,2 Ls^{-1}.

Como excede por mucho al caudal mínimo pedido, se prueba con la tubería de 5 pulgadas, D = 128,2 mm.

De la página A - 41 de CRANE, para D = 128,2 mm acero comercial, f = 0,0155.

Reemplazando valores: $6 = \left(0{,}0155 \cdot \frac{200}{0{,}1282} + 0{,}5 + 1{,}0\right) \frac{V^2}{2 \cdot 9{,}8} \rightarrow V = 2{,}14\ m/s.$

El caudal es $Q = VA = \frac{V\pi D^2}{4} = \frac{2{,}14 \cdot \pi \cdot 0{,}1282^2}{4} = 27{,}6 \cdot 10^{-3}\ m^3 s^{-1}.$

Q = 27,6 Ls^{-1}.

Caudal que cumple con el requerimiento del enunciado. La tubería que se debe instalar es una de 5 pulgadas, cédula 40.

Ejercicio 2-2.3 Conducto no circular

Dimensionar un conducto de lámina metálica lisa, de sección transversal rectangular, con el ancho, B = 2 veces el alto, H, para transportar 20 $m^3 \cdot s^{-1}$ de aire acondicionado a presión atmosférica y 12 °C $\left(\rho = 1{,}24 \frac{kg}{m^3};\ \mu = 0{,}018\ cP = 0{,}018 \cdot 10^{-3} kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}\right)$ a una distancia de 60 m. En el trayecto hay cuatro codos en falsa escuadra (cada uno) y una descarga de canto vivo (K = 1,0). El ventilador impulsor produce una altura equivalente a 0,2 m columna de agua.

Solución

Se usa la ecuación de la energía y la de Darcy reemplazando el diámetro por el diámetro hidráulico, D_H. La sección transversal es rectangular de ancho, B y altura, H, con $B = 2H$, es decir, $A = B \cdot H = 2H \cdot H = 2H^2$.

$$D_H = \frac{4A}{P} = \frac{4 \cdot 2H^2}{2B + 2H} = \frac{8 \cdot H^2}{4H + 2H} = \frac{8H^2}{6H} = \frac{4}{3}H.$$

La ecuación de la energía para el sistema de transporte es

$$\frac{P_A}{\rho g} + Z_A + \frac{V_A^2}{2g} + H_{Ventilador} = \frac{P_B}{\rho g} + Z_B + \frac{V_B^2}{2g} + h_{A-B}.$$

Los depósitos de aspiración y descarga son muy grandes y abiertos a la atmósfera, así que se desprecian las diferencias de presión, de altura y de velocidad, con lo cual resulta $H_{Ventilador} = h_{A-B} = h_r + \sum h_{acc} = \left(f\frac{L}{D_H} + \sum K_{acc}\right)\frac{V^2}{2g}$.

La altura del ventilador es $H = 0{,}2 \cdot \frac{\rho_{agua}}{\rho_{aire}} = 0{,}2 \cdot \frac{1000}{1{,}24} = 161\ m.$

Como no se sabe el tamaño del conducto, no se conoce la velocidad del flujo, por tanto no se puede hallar el factor de fricción, el cual depende del número de Reynolds por ser una tubería lisa. El problema se resuelve mediante el siguiente procedimiento iterativo: se supone la velocidad V, se calculan el área, A, y el diámetro hidráulico, D_H; se hallan el número de Reynolds, R_{DH}, y el factor de fricción, f; con la ecuación de la energía se calcula la velocidad media y se compara con el valor supuesto. Se repite el procedimiento con la velocidad calculada hasta obtener la aproximación deseada.

El número de Reynolds es $\boldsymbol{R}_{D_H} = \frac{\rho V D_H}{\mu} = \frac{1{,}24 \cdot V D_H}{0{,}018 \cdot 10^{-3}} = 68889 \cdot V D_H.$

El factor de fricción se calcula con la ecuación de Prandtl:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 0{,}869\ ln\left(\boldsymbol{R}\sqrt{f}\right) - \ 0{,}8$$

De la ecuación de la energía se despeja la velocidad:

$$V = \sqrt{\frac{2gH_{Ventilador}}{f\frac{L}{D_H} + \sum K_{acc}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}8 \cdot 161}{f\frac{60}{D_H} + 4 \cdot 60f + 1}}$$

Sea $V = 10\frac{m}{s} \rightarrow\ A = \frac{Q}{V} = \frac{20}{10} = 2\ m^2;\ H = \sqrt{\frac{A}{2}} = \sqrt{\frac{2}{2}} = 1\ m;\ D_H = \frac{4}{3} \cdot H = \frac{4}{3} \cdot 1 = 1{,}33\ m.$

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}8 \cdot 161}{f\frac{60}{D_H} + 4 \cdot 60f + 1}} = \sqrt{\frac{3161}{0{,}0118 \cdot \frac{60}{1{,}33} + 4 \cdot 60 \cdot 0{,}0118 + 1}} = 26{,}9\ m/s.$$

Para este primer intento, la velocidad calculada, 27,6 *m/s*, es muy diferente del valor supuesto, 10 *m/s.* Se repite el procedimiento, suponiendo la última velocidad calculada. La tabla resume los valores obtenidos.

V, m/s	*A, m²*	*H, m*	D_H*, m*	R_{DH}	$f_{supuesto}$	$f_{calculado}$	*V, m/s*
10	2,000	1,000	1,333	9,19E+05	0,0118	0,0118	26,9
26,9	0,743	0,609	0,813	1,51E+06	0,0109	0,0109	26,8
26,8	0,747	0,611	0,815	1,50E+06	0,0109	0,0109	26,8

La solución converge rápidamente para los valores del factor de fricción, *f*, y de la velocidad, *v*. Las dimensiones del conducto son *H* = 611 *mm*; *B* = 1222 *mm*.

Ejercicio 2-2.4 Flujo compresible en tubería larga

Calcular el flujo másico de gas natural que transporta una tubería de acero comercial de 8 pulgadas, cédula 60 y 100 km de longitud desde un depósito con presión absoluta *P*1 = 20 *atm* hasta un lugar con presión absoluta P_2 = 1 *atm*. Suponer flujo isotérmico permanente a *T* = 300 *K*. Suponer que el gas natural es metano con *R* = 518,2 $J \cdot kg^{-1}K^{-1}$.

Solución

Dado que la tubería es larga, se supone que el flujo de gas natural es subsónico.

De la página B - 21 de CRANE, el diámetro interior de la tubería es *D* = 198,5 *mm*.

De la página A - 41 de CRANE, para *D* = 198,5 *mm* acero comercial, *f* = 0,014.

En el depósito de aspiración, la densidad es

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT} = \frac{20 \cdot 101325\ Pa}{518{,}2\ Jkg^{-1}K^{-1}\ \cdot 300\ K} = 13{,}04\ kg \cdot m^{-3}.$$

El flujo másico se calcula con la ecuación

$$\dot{m}^2 = \left[\frac{\rho_1 D A^2}{fL}\right]\left[\frac{P_{1abs}^2 - P_{2abs}^2}{P_{1abs}}\right] = \left[\frac{DA^2}{fLRT}\right](P_{1abs}^2 - P_{2abs}^2)$$

Reemplazando datos: $\dot{m}^2 = \left[\frac{0{,}1985 \cdot (\pi \cdot 0{,}0993^2)^2}{0{,}014 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 518{,}2 \cdot 300}\right][20^2 - 1^2] \cdot 101325^2 = 3{,}58\ kg^2 s^{-2}.$

$\dot{m} = 1{,}89\ kg \cdot s^{-1}$.

Se debe verificar que el flujo es subsónico. La velocidad del sonido es

$c = \sqrt{RT(c_p/c_v)}$.

Ejercicio 2-2.5 Flujo compresible en tubería corta

Calcular el flujo másico de aire que transporta una tubería comercial de acero de 1 pulgada ISO 336, de 4 *mm* de espesor y 10 *m* de longitud, desde un depósito con presión absoluta $P_1 = 4\ atm$ hasta un lugar con presión absoluta $P_2 = 1\ atm$. Los accesorios instalados son la entrada al tubo, un codo estándar a 90° y una válvula de globo. Suponer la temperatura constante $T = 300\ K$. La constante del aire es $R = 287\ J \cdot kg^{-1}K^{-1}$.

Solución

Dado que la tubería es corta, se usa la ecuación $\dot{m} = AY\sqrt{\frac{2\rho_1 \Delta p}{K_T}}$.

De la página B – 28 de CRANE, el diámetro interior de la tubería es $D = 25{,}7\ mm$.

De la página A – 41 de CRANE, para $D = 25{,}7\ mm$ acero comercial, $fr = 0{,}023$.

En el depósito de aspiración, la densidad es

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT} = \frac{4 \cdot 101325\ Pa}{287\ J \cdot kg^{-1}K^{-1} \cdot 300\ K} = 4{,}71\ kg \cdot m^{-3}.$$

De la página A - 47 a 49 de CRANE, accesorios: $K_{centrada} = 0{,}5$; $K_{salida} = 1{,}0$.

$$K_{codo} = 30\ f_T = 30 \cdot 0{,}023 = 0{,}69;\ K_{válvula} = 340\ f_T = 7{,}82.$$

$$K_T = f\frac{L}{D} + \sum K_{acc} = 0{,}023 \cdot \frac{10}{0{,}0257} + 0{,}5 + 1{,}0 + 0{,}69 + 7{,}82 = 19.$$

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{4-1}{4} = 0{,}75.$$

De la página A - 40 de CRANE para aire, con $\Delta P/P1 = 0{,}75$, $K_T = 19 \rightarrow Y = 0{,}74$.

Reemplazando valores: $\dot{m} = AY\sqrt{\frac{2\rho_1 \Delta p}{K_T}} = \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}0257^2 \cdot\ 0{,}74\sqrt{\frac{2 \cdot 4{,}71 \cdot (4-1) \cdot 101325}{19}} = 0{,}149\ kg \cdot s^{-1}$.

Resolver el ejercicio para P_1 = 10 atmósferas.

Ejercicio 2-2.6 Diámetro económico de una tubería

Seleccionar el tamaño económico de la tubería de acero comercial que se debe instalar para transportar 100 litros por segundo de agua a un depósito situado a 50 metros de altura y una distancia de 2,7 km. Suponer (a modo de ejemplo, pero pueden ser otros los valores) que la suma de las constantes por accesorios es 22; tiempo de recuperación de capital 5 años; tasa de interés 2 % mensual; valor de salvamento de activos 10 %; costo de la tubería, accesorios y bomba USD 1,8/kg de tubería; 1 USD = $3100.

Solución

Se sigue un procedimiento iterativo: inicialmente se supone una velocidad media del flujo en la tubería, se calcula el diámetro, se selecciona un tamaño nominal de tubería cuyo diámetro interior sea próximo al calculado; se calcula el costo inicial, el de operación y el costo total. Se repiten los cálculos para otros tamaños de tubería y se comparan los costos, seleccionando la tubería de menor costo total.

Suponiendo la velocidad media $V = 2\ m/s$, el diámetro correspondiente es

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}1}{\pi \cdot 2}} = 0{,}252\ m = 252\ mm.$$

La tubería de acero comercial cédula 40 más próxima es de 10 pulgadas nominal, para la cual el diámetro interior es $D = 254{,}5\ mm$; el peso por unidad de longitud es 60,29 kg/m; el factor de fricción para alta turbulencia es $f = 0{,}01367$.

Costo de la tubería C_1:

$$C_1 = 0{,}9 \cdot\ 2700\ m \cdot 60{,}29\ \frac{kg}{m} \cdot 1{,}8 \frac{USD}{kg} \cdot 3100 \frac{\$}{USD} = \$\ 817{,}5 \cdot 10^6.$$

Donde el factor 0,9 tiene en cuenta el 10 % del valor de salvamento.

Costo de operación:

Las pérdidas $h = \left(f\frac{L}{D} + \sum K_{acc}\right)\frac{16Q^2}{19{,}6\pi^2 D^4} = \left(0{,}01367\frac{2700}{0{,}2545} + 22\right)\frac{16 \cdot 0{,}1^2}{19{,}6\pi^2 \cdot 0{,}2545^4} = 32{,}9\ m$.

La altura de la bomba $H = h + \Delta Z = 32{,}9 + 50 = 82{,}9\ m$.

La potencia de accionamiento de la bomba suponiendo eficiencia de 80 %:

$$P_{acc} = \frac{\gamma Q H}{\eta} = \frac{9800 \cdot 0{,}1 \cdot 82{,}9}{0{,}8} = 101{,}6\ kW.$$

Consumo mensual de energía: $E = P_{acc}\,\Delta t = 101{,}6 \cdot 720 = 73144\ \frac{kW-h}{mes}$.

Costo mensual de la energía: $M_E = 73144\ \frac{kW-h}{mes} \cdot \frac{\$300}{kW-h} = \$\,21{,}94 \cdot 10^6$.

Valor presente:

$$C_2 = \frac{M_E}{i} \cdot \frac{(i+1)^n - 1}{(i+1)^n} = \frac{\$\,21{,}94 \cdot 10^6}{0{,}02} \cdot \frac{(1{,}02)^{60} - 1}{(1{,}02)^{60}} = \$\,21{,}9 \cdot 10^6 \cdot 34{,}76 = \$\,762{,}6 \cdot 10^6.$$

Costo total: $C_T = C_1 + C_2 = \$\,817{,}5 \cdot 10^6 + \$\,762{,}6 \cdot 10^6 = \$\,1580{,}2 \,.\, 10^6$.

Se repite el procedimiento para tamaños próximos de tubería y se completa la tabla siguiente.

DN, pg	D, mm	W, kg/m	f	C_1, E6$	H, m	Pacc, kW	M_E, E6$	C_2, E6$	C_T, E6$
8	202,7	42,55	0,01432	576,95	154,2	188,94	40,81	1418,65	1995,61
10	254,5	60,29	0,01367	817,49	82,9	101,58	21,94	762,69	1580,19
12	303,3	79,70	0,01319	1080,68	63,6	77,94	16,83	585,22	1665,91

A medida que aumenta el tamaño crece el costo de la tubería y disminuye el costo de la energía. La tubería económica con los indicadores mencionados es la de 10 pulgadas nominal.

3. CURVA CARACTERÍSTICA DE UN SISTEMA DE TUBERÍAS

Un *sistema de tuberías* está formado por el depósito de aspiración y el de descarga, por los conductos y los accesorios. La capacidad para el transporte de flujos de un sistema depende de la ubicación y la presión de los depósitos, del diámetro, la longitud y la rugosidad de los conductos que forman la tubería; y también de la forma y el tamaño de los diversos accesorios instalados a lo largo de la tubería.

Dado un sistema de tuberías, el caudal de fluido que se transporta por él depende de las pérdidas y del suministro o extracción de energía que se le haga al fluido, ya sea por la acción de la gravedad o mediante una máquina de flujo generadora (bomba, ventilador o compresor) o motora (turbina, motor o actuador).

Por otra parte, para cada sistema de tuberías existe una relación entre la altura y el caudal que lo caracteriza. Esta relación, expresada en una gráfica, constituye la curva H vs. Q del sistema de tuberías, la cual se determina experimentalmente para un sistema real o teóricamente para un sistema en la etapa de proyección, con H como variable independiente y Q como variable de salida.

El caudal que transporta un sistema de tuberías se determina intersectando su curva característica con la curva del medio que le suministra o le extrae energía.

La ecuación de la energía aplicada a un flujo permanente desde el depósito de aspiración (subíndice 1) hasta el depósito de descarga (subíndice 2) resulta

$$\frac{P_1}{\rho_1 g} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + H_{MF} = \frac{P_2}{\rho_2 g} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \sum h_{1-2} \quad \textbf{(2-3.1)}$$

Ecuación en la que H_{MF} es la altura de una máquina de flujo generadora; dado que la máquina no forma parte del sistema, se considera que su altura es la variable de entrada $H_{sis} = H_{MF}$. Los términos de energía cinética se pueden despreciar, puesto que las velocidades en los depósitos son muy pequeñas. Ordenando términos, la ecuación anterior se convierte en

$$H_{sis} = \left(\frac{P_2}{\rho_2 g} - \frac{P_1}{\rho_1 g} + Z_2 - Z_1\right) + \sum h_{1-2} \quad \textbf{(2-3.2)}$$

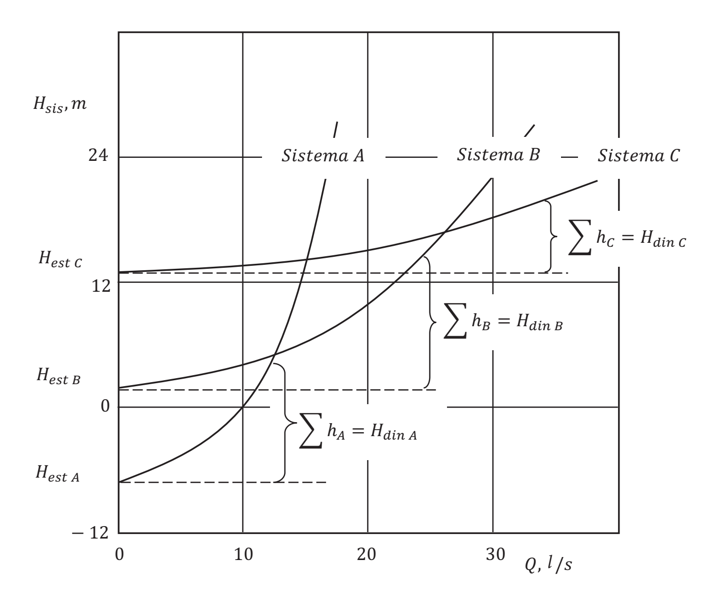


Figura 2-3.1 Curvas *H-Q* para los sistemas de tuberías A, B y C

Los términos entre paréntesis son independientes del caudal y forman la altura estática, H_{est}, la cual depende de las características de los depósitos. El término $\sum h_{1-2}$ es la suma de las pérdidas, representa la altura dinámica, H_{din}, y depende de las características de las tuberías y de los accesorios; la altura dinámica varía con el caudal elevado a una potencia cercana a dos.

$$H_{sis} = H_{est} + \sum h_{1-2} = H_{est} + H_{din} \quad \textbf{(2-3.3)}$$

La figura 2-3.1 muestra las curvas características *H - Q* de tres sistemas de tuberías.

La altura estática del sistema *A* es negativa. Las pérdidas del sistema *C* son más pequeñas que la altura estática.

3.1 CURVA CARACTERÍSTICA DE UNA TUBERÍA SIMPLE

Se considera "tubería simple" la que tiene diámetro constante y no posee ramificaciones. El caudal que pasa por ella es el mismo a lo largo de la tubería. Por esta razón, si el diámetro es constante, un circuito es una tubería simple.

La caída de presión es función del caudal:

$$H_{sis} = H_{est} + \sum h_{1-2} = H_{est} + \left(f\frac{L}{D} + \sum K_{acc}\right)\frac{V^2}{2g} = H_{est} + \left(f\frac{L}{D} + \sum K_{acc}\right)\frac{Q^2}{2gA^2}$$

Ejercicio 2-3.2 Determinación de la curva característica de una tubería simple

Trazar la curva característica de una tubería de acero comercial de 4 pulgadas nominal, cédula 40 y de 800 *m* de longitud. El depósito de descarga está situado a 20 *m* por encima del de succión; ambos depósitos están abiertos a la atmósfera. Se espera que el caudal de trabajo sea 20 *l/s* de agua.

Solución

El caudal es una variable, por tanto se asume que la información sobre el caudal de trabajo es solo una referencia para limitar el rango de variación del caudal; en consecuencia, se asume el rango de variación del caudal entre cero y 24 *l/s*.

El procedimiento consiste en darle un conjunto de valores al caudal para cada valor del caudal se calcula la correspondiente altura del sistema H_{sis}. A pesar de que la altura es la variable independiente, es más fácil hallar H a partir de Q que hacer lo contrario. Para la información dada, el diámetro interior de la tubería es D = 102,3 *mm*. El área A = 8,219 · $10^{-3} m^2$ · f_T = 0,0162.

$$Sea\ Q\ =\ 6\frac{L}{s} = 6 \cdot 10^{-3}\frac{m^3}{s} \rightarrow H_{sis} = H_{est} + \left(f\frac{L}{D} + \sum K_{acc}\right)\frac{Q^2}{2gA^2}$$

$$= 20 + \left(0{,}0162 \cdot \frac{800}{0{,}1023} + 0\right)\frac{(6 \cdot 10^{-3})^2}{19{,}6 \cdot (8{,}219 \cdot 10^{-3})^2} = 20\ + 3{,}4\ = 23{,}4\, m\,.$$

La altura dinámica es 3,4 *m* y la altura total del sistema 23,4 *m*. De igual manera se obtienen los valores de la altura dinámica y de la altura total del sistema para otros valores del caudal. Los resultados se presentan en la siguiente tabla y se grafican en la figura 2-3.2.

Q, l/s	H_{din}, *m*	H_{sis}, *m*
6	3,4	23,4
12	13,8	33,8
18	31,0	51,0
24	55,1	75,1

En la figura se observa que la altura estática, 20 *m*, no varía con el caudal. Para 12 *l/s* la altura dinámica es 13,8 *m*. La altura dinámica, es decir, las pérdidas, aumenta con el cuadrado del caudal. La altura del sistema es la suma de la altura estática más la altura dinámica.

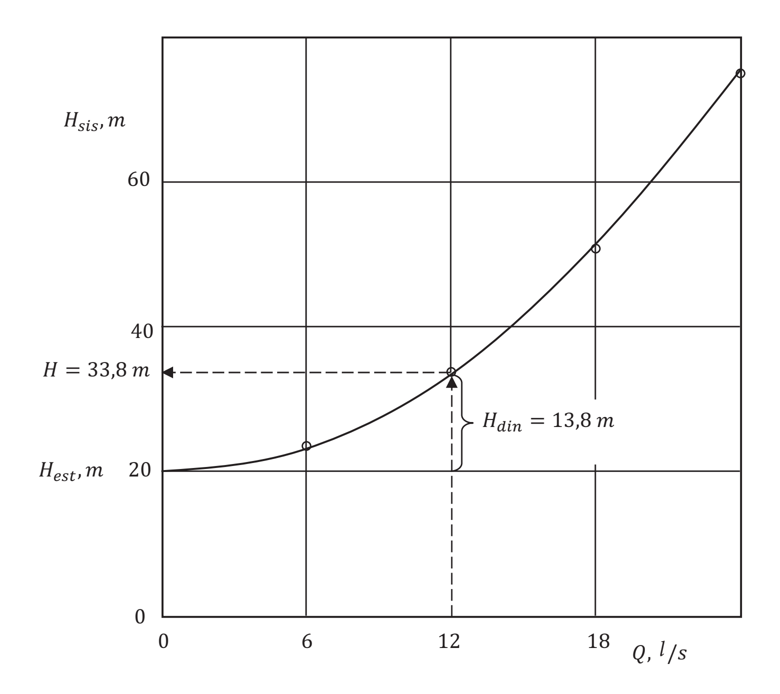


Figura 2-3.2 Curva *H-Q* para el ejercicio 2-3.2

Ejercicio 2-3.1 Algoritmo para la determinación experimental de la curva característica de un sistema de tuberías

Diseñar un banco de laboratorio para trazar la curva característica de un sistema de tuberías.

Solución

Para su construcción se diseñará un banco formado por los elementos básicos de un sistema de tuberías, capaz de generar las variables de entrada y de salida, H y Q; igualmente, deberá ser posible la medición el cálculo de dichas variables.

De acuerdo con la disponibilidad de espacio y de recursos, se establece el fluido de trabajo, el caudal máximo y el mecanismo para la variación del caudal; se selecciona la bomba más apropiada. Con el criterio de velocidad se calcula el tamaño de la tubería. Se establecen las capacidades de los depósitos de aspiración y descarga. Se diseña una estructura que dé soporte a los depósitos, a la bomba y a la tubería.

Para la determinación del caudal Q, se prevé la instalación de un medidor de flujo en línea, ya sea de platina de orificio o un Venturi.

Para determinar la altura del sistema se prevé instrumentar la entrada y la salida de la bomba de manera que se calcule su altura usando la ecuación de la energía:

$$H_{BOMBA} = \frac{P_{salida} - P_{entrada}}{\rho_{agua} g} + Z_{salida} - Z_{entrada} + \frac{V_{salida}^2 - V_{entrada}^2}{2g} = H_{sis}.$$

Los términos de velocidad se pueden eliminar si las tuberías de entrada y salida de la bomba son del mismo diámetro. Lo mismo se puede hacer con las alturas Z. Las presiones se pueden medir con manómetro a la salida de la bomba y con un vacuómetro o con un piezómetro de mercurio a la entrada de la misma.

Se elabora un manual de operaciones y una guía para el reporte de las observaciones, resultados y conclusiones.

3.2 Curva característica de tuberías en serie

Dos o más tuberías están "en serie" cuando se conectan una a continuación de la otra, por lo que manejan el mismo caudal. La pérdida total es igual a la suma de las pérdidas en cada tubería de la serie.

La curva de un sistema de tuberías en serie es equivalente a una función $He_q(Q_{eq})$, donde el caudal Q_{eq} es el caudal que pasa por las tuberías individuales, Q_i y la altura H_{eq} es la altura estática más la suma de las pérdidas en cada tubería individual, h_i.

$Q_{eq} = Q_i$

$$H_{eq} = H_{est} + \sum h_i = H_{est} + \frac{Q_{eq}^2}{2g}\sum \frac{1}{A_i^2}\left(f_i \frac{L_i}{D_i} + \sum K_{acc}\right)$$

Ejercicio 2-3.3 Determinación de la curva característica de un sistema de tuberías en serie

Trazar la curva de un sistema formado por dos tuberías en serie. H_{est} = 20 *m*. La tubería 1 es de 5 pulgadas nominal, acero comercial, cédula 40, 200 *m* de longitud. La tubería 2 es de 4 pulgadas nominal, acero comercial, cédula 40, 600 *m* de longitud. Las longitudes dadas incluyen la pérdida en accesorios. Se espera que el caudal de trabajo sea 20 *l/s* de agua.

Solución

Se asume el rango de variación del caudal entre cero y 24 l/*s*. El diámetro interior de la tubería 1 D_1 = 128,2 *mm*; el área es $A_1 = 12{,}908 \cdot 10^{-3} \text{m}^2$; f_{T1} = 0,0158.

Para la tubería 2, D_2 = 102,3 *mm*; área $A_2 = 8{,}219 \cdot 10^{-3} m^2$; f_{T2} = 0,0162.

El procedimiento consiste en darle un conjunto de valores al caudal Q_{eq}; para cada valor del caudal se calcula la correspondiente altura del sistema H_{eq}.

$$Sea\ Q_{eq} = 18\frac{l}{s} = 18 \cdot 10^{-3}.$$

$$H_{eq} = H_{est} + \sum h_i = H_{est} + \frac{Q_{eq}^2}{2g}\sum \frac{1}{A_i^2}\left(f_i \frac{L_i}{D_i} + \sum K_{acc}\right)$$

$$H_{eq} = 20 + \frac{(18 \cdot 10^{-3})^2}{19{,}6}\left[\frac{1}{(12{,}908 \cdot 10^{-3})^2} \cdot \left(0{,}0158 \cdot \frac{200}{0{,}1282} + 0\right) + \frac{1}{(8{,}219 \cdot 10^{-3})^2} \cdot \left(0{,}0162 \cdot \frac{600}{0{,}1023} + 0\right)\right]$$

$$H_{eq} = 20 + 2{,}44 + 23{,}25 = 20 + 25{,}7 = 45{,}7\ m.$$

Las pérdidas en la tubería 1 son 2,44 m; en la tubería 2 son 23,25 m; entonces la altura dinámica equivalente es $H_{din\ eq}$ = 25,7 m y la altura total del sistema es H_{din} = 45,7 m. De igual manera se obtienen las pérdidas en la tubería 1, en la tubería 2, la altura dinámica equivalente y la altura equivalente total del sistema para otros valores del caudal. Los resultados se presentan en la siguiente tabla y se grafican en la figura 2-3.3.

Q, ls	h_1, *m*	h_2, *m*	$h_{din\ eq}$, *m*	h_{eq}, *m*
6	0,3	2,6	2,9	22,9
12	1,1	10,3	11,4	31,4
18	2,4	23,3	25,7	45,7
24	4,4	41,3	45,7	65,7

La altura estática es constante. La altura dinámica y la altura equivalente total varían en función del caudal para un sistema de tuberías en serie.

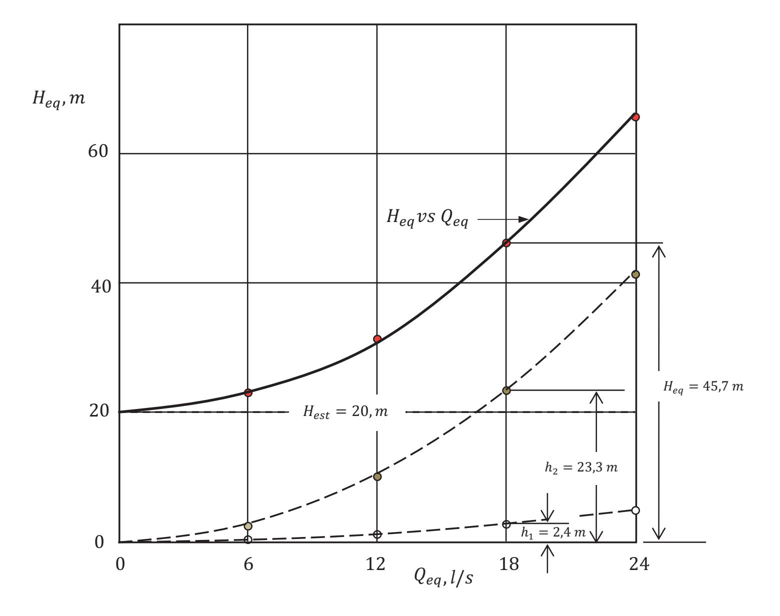


Figura 2-3.3 Curva H_{eq} vs Q_{eq} para el ejercicio 2-3.3

La altura estática, H_{eq} vs. Q_{eq}, no varía con el caudal.

Para $Q_{eq} = 18 \frac{l}{s} \rightarrow h_1 = 2{,}4\, m;\ h_2 = 23{,}3\, m;\ H_{eq} = 20 + 2{,}4 + 23{,}3 = 45{,}7\, m.$

3.3 Curva característica de tuberías en paralelo

Dos tuberías están "en paralelo" cuando se inician en el mismo nodo y se unen en otro nodo, por tanto, en ambas la caída de presión es la misma. El caudal total que transportan es igual a la suma de los caudales que lleva cada tubería en paralelo.

La curva de un sistema de tuberías en paralelo es equivalente a una función H_{eq} (Q_{eq}), donde la altura H_{eq} es igual a la altura estática, H_{est}, más las pérdidas debidas al caudal Q_1 en la tubería 1, y también es igual a la altura estática, H_{est}, más las pérdidas debidas al caudal Q_2 en la tubería 2.

$Q_{eq} = Q_1 + Q_2$.

$H_{eq}\,(Q_{eq}) = H_1(Q_1) = H_{est} + h_1$

$H_{eq}\,(Q_{eq}) = H_2(Q_2) = H_{est} + h_2$

Ejercicio 2-3.4 Determinación de la curva característica de un sistema de tuberías en paralelo

Trazar la curva de un sistema formado por dos tuberías en paralelo H_{est} = 20 *m*. La tubería 1 es de 3-1/2 pulgadas nominal, acero comercial, cédula 40, 800 *m* de longitud. La tubería 2 es de 2 pulgadas nominal, acero comercial, cédula 40, 800 *m* de longitud. Las longitudes dadas incluyen las pérdidas en accesorios. Se espera que el caudal de trabajo sea 20 *l/s* de agua.

Solución

Se asume entre 0 y 20 l/s el rango de variación del caudal para la tubería de mayor diámetro. El diámetro interior de la tubería 1 D_1 = 90,1 *mm*; el área es $A_1 = 6{,}376 \cdot 10^{-3}\text{m}^2$; f_{T1} = 0,0171. Para la tubería 2, D_2 = 52,5 *mm;* área $A_2 = 2{,}165 \cdot 10^{-3}\text{m}^2$; f_{T2} = 0,0194.

El procedimiento consiste en darle un conjunto de valores al caudal Q_1 de la tubería con mayor diámetro, calcular las pérdidas, calcular el caudal para la otra tubería y el caudal equivalente Q_{eq}; para cada valor del caudal equivalente se calcula la correspondiente altura del sistema, H_{eq}.

$$Sea\ Q_1 = 6\frac{l}{s} = 6 \cdot 10^{-3}\ m^3 \cdot s^{-1}.$$

$$h_1 = \left(f_{T1}\frac{L_1}{D_1} + \sum K_{acc\,1}\right)\frac{Q_1^2}{2gA_1^2} = \left(0{,}0171 \cdot \frac{800}{0{,}0901} + 0\right)\frac{(6 \cdot 10^{-3})^2}{19{,}6 \cdot (6{,}376 \cdot 10^{-3})^2} = 6{,}86\ m.$$

$$Q_2 = 2{,}165 \cdot 10^{-3}\sqrt{\frac{19{,}6 \cdot 6{,}86}{\left(0{,}0194 \cdot \frac{800}{0{,}0525} + 0\right)}} = 1{,}46 \cdot 10^{-3}\frac{m^3}{s} = 1{,}46\ l/s.$$

$$Q_{eq} = Q_1 + Q_2 = 6 + 1{,}46 \rightarrow Q_{eq} = 7{,}46\frac{l}{s}.$$

$$H_{eq} = H_{est} + h_1 = 20 + 6{,}86 \rightarrow H_{eq} = 26{,}9\ m.$$

De igual manera se obtienen los valores del caudal equivalente y de la altura equivalente para otros valores del caudal Q_1. Los resultados se presentan en la siguiente tabla y se grafican en la figura 2-3.4.

Q_1, l/s	h_1, m	Q_2, l/s	h_2, m	Q_{eq}, m	H_{eq}, m
6	6,86	1,46	6,86	7,46	26,86
9	15,43	2,19	15,43	11,19	35,43
12	27,44	2,92	27,44	14,92	47,44
15	42,87	3,65	42,87	18,65	62,87
18	61,74	4,38	61,74	22,38	81,74
20	76,22	4,87	76,22	24,87	96,22

Las pérdidas son iguales en tuberías en paralelo: $h = h_1 = h_2$. El caudal equivalente Q_1 es la suma de los caudales que van por las tuberías para una pérdida dada: $Q_{eq} = Q_1 + Q_2$. La curva del sistema equivalente en paralelo, $H_{eq}(Q_{eq})$, se obtiene de $H_{eq} = H_{est} + h$.

Para H_{eq}=62,9 mm el caudal equivalente es $Q_{eq} = 18{,}7\ \frac{l}{s}$, $Q_1 = 15\frac{l}{s}$, $Q_2 = 3{,}7\ \frac{l}{s}$. Las pérdidas son $h_1 = h_2 = 42{,}9\ mm$.

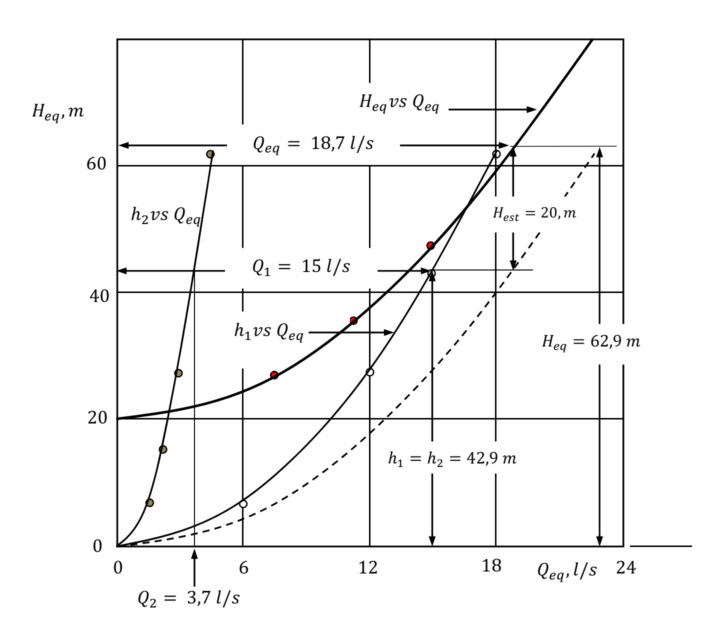


Figura 2-3.4 Curva H_{eq} vs. Q_{eq} para el ejercicio 2-3.4

3.4 TUBERÍAS RAMIFICADAS

Por lo general, las tuberías ramificadas parten de un depósito de aspiración que sirve de fuente o suministro de fluido. Por gravedad o mediante la energía de una bomba se distribuye el fluido a dos o más depósitos de descarga. Para asignar los diámetros a las tuberías ramificadas se procede por tramos. Se parte de los tramos más alejados (donde se considera que la presión es menor); se aplican las ecuaciones de la energía y de Darcy sucesivamente a los tramos hacia la fuente, hasta cubrir todas las ramas del sistema.

Ejercicio 2-3.5 Asignación de los diámetros a un sistema de tubería ramificada. Figura 2-3.5

Usando una misma bomba se suministrará agua a dos depósitos, A y B, desde un depósito de aspiración C. Al depósito A, elevado 10 *m* con respecto al depósito de aspiración, se llevarán 8 *l/s* de agua a través de una tubería de acero comercial cédula 40 de 500 *m* de longitud. Al depósito B, elevado 20 *m* respecto al depósito de aspiración, se enviarán 12 l/*s* de agua a través de una tubería de acero comercial cédula 40 de 350 *m* de longitud. La bomba toma el agua del depósito de aspiración y la lleva por una tubería en acero comercial cédula 40 de 200 *m* de longitud hasta el punto *D*, donde se ramifica hacia A y B. Suponiendo que la velocidad media es del orden de 2 *m/s*, (a) seleccionar los diámetros de los tres tramos de tubería, (b) determinar la altura de la bomba, y (c) calcular los costos de tubería y el costo mensual por concepto de consumo energético para el bombeo.

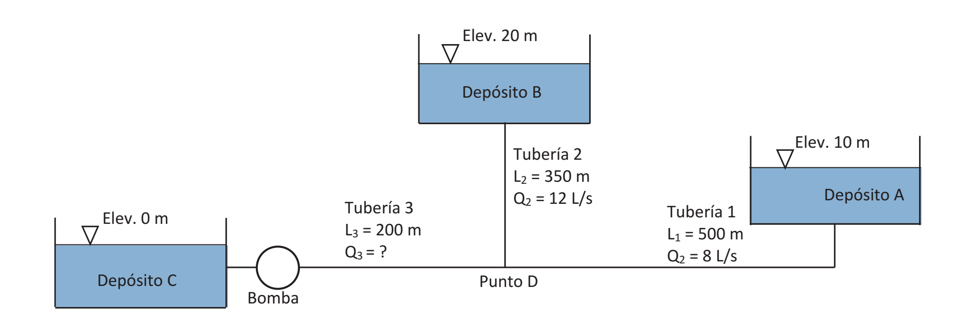


Figura 2-3.5 Sistema de bombeo por tubería ramificada para el ejercicio 2-3.5

Solución

a) Tamaño de las tuberías

Tubería 1, de D a A

El depósito más alejado es el A. La aplicación de la ecuación de la energía desde el punto *D* hasta la superficie del agua en el depósito de descarga A se escribe

$$\frac{P_D}{\rho_D g} + Z_D + \frac{V_D^2}{2g} = \frac{P_A}{\rho_A g} + Z_A + \frac{V_A^2}{2g} + \sum h_{D-A}$$

Llamando e_D la energía específica en *D* y teniendo en cuenta que la presión y la velocidad en A son cero, se obtiene

$$e_D = Z_A + \sum h_{D-A}$$

Se asume la velocidad como criterio para la definición del tamaño de la tubería: $V_1 = 2\,\frac{m}{s}$.

$$D_1 = \sqrt{4Q_1/\pi V_1} = \sqrt{4 \cdot 0{,}008/\pi \cdot 2} = 0{,}071\,m = 71\,mm.$$

Se aproxima a una tubería de 3 pulgadas nominal, para la cual $D_1 = 77{,}9\ mm \rightarrow A_1 = 4{,}766 \cdot 10^{-3}\text{m}^2$, $f_1 = 0{,}0177$. Reemplazando:

$$e_D = Z_A + \sum h_{D-A} = Z_A + \frac{8 f_1 L_1 Q_1^2}{\pi^2 \cdot g \cdot D_1^5} = 10 + \frac{8 \cdot 0{,}0177 \cdot 500 \cdot 0{,}008^2}{\pi^2 \cdot 9{,}8 \cdot 0{,}0779^5} = 26{,}33\,m.$$

Tubería 2, de D a B

De igual manera, a partir de la aplicación de la ecuación de la energía desde el punto de la ramificación *D* hasta la superficie del agua en el depósito de descarga B se obtiene

$$e_D = Z_B + \sum h_{D-B} = Z_B + \frac{8f_2 L_2 Q_2^2}{\pi^2 \cdot g \cdot D_2^5}$$

Suponiendo f_2 = 0,0170 y reemplazando:

$$26{,}33 = 20 + \frac{8 \cdot 0{,}0170 \cdot 350 \cdot 0{,}012^2}{\pi^2 \cdot 9{,}8 \cdot D_2^5} \rightarrow D_2 = 0{,}1023\ m$$

Se aproxima a una tubería de 4 pulgadas D_2 = 102,3 $mm \rightarrow f_2$ = 0,017; V_2 = 1,46 m/s.

Tubería, 3 de C a D

La aplicación de la ecuación de la energía desde la superficie del agua en el depósito de aspiración hasta el punto de la ramificación D resulta

$$\frac{P_C}{\rho_C g} + Z_C + \frac{V_C^2}{2g} + H_B = \frac{P_D}{\rho_D g} + Z_D + \frac{V_D^2}{2g} + \sum h_{C-D} = e_D + \frac{8f_3 L_3 Q_3^2}{\pi^2 \cdot g \cdot D_3^5}$$

Teniendo en cuenta que la presión, la altura y la velocidad en C son cero, se obtiene

$$H_B = e_D + f_3 \frac{L_3}{D_3} \frac{V_3^2}{2g}$$

El caudal por la tubería 3 es $Q_3 = Q_1 + Q_2$ = 8 + 12 = 20 l/s. Suponiendo que la velocidad es V_3 = 2 m/s, el diámetro D_c resulta

$$D_3 = \sqrt{\frac{4Q_3}{\pi V_3}} = \sqrt{4 \cdot 0{,}020/2\pi} = 0{,}113\ m = 113\ mm$$

Se aproxima a una tubería de 5 pulgadas: D_3 = 128,2 $mm \rightarrow f_3$ = 0,0158; V_3 = 1,55 m/s.

b) Altura de la bomba

Reemplazando:

$$H_B = 26{,}33 + 0{,}0158 \cdot \frac{200}{0{,}1282} \cdot \frac{1{,}55^2}{19{,}6} \rightarrow H_B = 29{,}3\ m\,.$$

c) Costo de la tubería y costo mensual de energía para el bombeo

Estimando el costo del acero a \$2000/kg, y el de la energía a \$300/kW-h, los costos son:

Tubería 1, de *D* a A:

Para

$$D_{nom}\ 3", W = 7{,}58\,\frac{\text{lb}}{\text{pie}} = 11{,}3\ \frac{\text{kg}}{\text{m}} \rightarrow C_1 = 11{,}3\ \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 2000\,\frac{\$}{\text{kg}} \cdot 500\ \text{m} = \$\ 11{,}30 \cdot 10^6\,.$$

Tubería 2, de *D* a B:

Para

$$D_{nom}\ 4", W = 10{,}79\,\frac{\text{lb}}{\text{pie}} = 16{,}1\ \frac{\text{kg}}{\text{m}} \rightarrow C_2 = 16{,}1\ \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 2000\,\frac{\$}{\text{kg}} \cdot 350\ \text{m} = \$\ 11{,}26 \cdot 10^6\,.$$

Tubería 3, de C a *D*:

Para

$$D_{nom}\ 5", W = 14{,}62\,\frac{\text{lb}}{\text{pie}} = 21.8\ \frac{\text{kg}}{\text{m}} \rightarrow C_3 = 21.8\ \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 2000\,\frac{\$}{\text{kg}} \cdot 200\ \text{m} = \$\ 8{,}72 \cdot 10^6\,.$$

Total costo de la tubería: $\boldsymbol{C_T = \$\ 31{,}28 \cdot 10^6}$**.**

Costo mensual de electricidad, 24 horas de operación en 30 días:

Potencia, $P = \dfrac{\rho g Q H}{\eta} = \dfrac{1000 \cdot 9{,}8 \cdot 0{,}020 \cdot 29{,}3}{0{,}8} = 7179\ W = 7{,}2\ kW.$

Costo mensual de operación:

$$C_E = 7{,}2\ kW \cdot 24\,\frac{h}{dia} \cdot 30\,\frac{dia}{mes} \cdot 300\,\frac{\$}{kW \cdot h} \rightarrow \boldsymbol{C_E = 1{,}56 \cdot 10^6\,\frac{\$}{\textbf{mes}}}\,.$$

2-4 EJERCICIOS PROPUESTOS

Los ejercicios propuestos se pueden situar en diferentes contextos, según se requiera. Las suposiciones que se hagan para resolverlos deben ajustarse a los requerimientos de dicho contexto.

Ejercicio 2-4.1

Calcular el caudal de agua que pasa por gravedad de un depósito A a otro depósito B a través de una tubería comercial de acero de 6 pulgadas, cédula 40 y 900 *m* de longitud. El nivel del agua en A está 12 *m* por encima del nivel del agua en B. Haga las suposiciones necesarias.

Ejercicio 2-4.2

Reemplazar la tubería del ejercicio anterior por una de la misma cédula de manera que el caudal sea como mínimo $Q = 40\ l/s^{-1}$.

Ejercicio 2-4.3

Dimensionar un conducto de lámina metálica lisa, de sección transversal rectangular, con el ancho $B = 1{,}6$ veces el alto H, para transportar 30 $m^3 \cdot s^{-1}$de aire acondicionado a presión atmosférica normal y 10 °C a una distancia de 120 *m*. En el trayecto hay seis codos en falsa escuadra y una descarga de canto vivo. El ventilador impulsor produce una altura equivalente a 0,32 *m* columna de agua.

Ejercicio 2-4.4

Calcular el flujo másico de gas natural que transporta una tubería de acero comercial de 6 pulgadas, cédula 60 y 20 *km* de longitud desde un depósito con presión absoluta $P_1 = 20\ atm$ hasta un lugar con presión absoluta $P_2 = 1\ atm$. Suponer flujo isotérmico permanente a $T = 300\ K$. $R = 512\ J\ .\ kg^{-1}K^{-1}$.

Ejercicio 2-4.5

Calcular el flujo másico de aire que transporta una tubería comercial de acero de 1 pulgada ISO 336, de 4 *mm* de espesor y 24 *m* de longitud,

desde un depósito con presión absoluta P_1 = 4 *atm* hasta un lugar con presión absoluta P_2 = 1 *atm*. Los accesorios instalados son la entrada al tubo, tres codos estándar a 90° y una válvula de globo. Suponer la temperatura constante T = 300 *K*. La constante del aire es $R = 287\ J \cdot kg^{-1}K^{-1}$.

Ejercicio 2-4.6

Seleccionar el tamaño económico de la tubería de acero comercial que se debe instalar para transportar 2 m^3/s de agua para el acueducto de una ciudad, desde una fuente situada a 60 *km*, con estaciones de bombeo cada 20 *km*. El depósito de descarga es un tanque elevado 50 *m* con respecto a la fuente. Haga suposiciones necesarias. Tiempo de recuperación de capital 10 años; tasa de interés, 12 % anual; valor de salvamento de activos 10 %; costo de la tubería, accesorios y bomba, USD 1,8/*kg* de tubería.

Ejercicio 2-4.7

Trazar la curva característica de la tubería del ejercicio 2-3.6

Ejercicio 2-4.8

Trazar la curva de un sistema formado por dos tuberías en serie. H_{est} = 32 *m*. La tubería 1 es de 6 pulgadas nominal, acero comercial, cédula 40, 1200 *m* de longitud. La tubería 2 es de 5 pulgadas nominal, acero comercial, cédula 40, 900 *m* de longitud. Las longitudes dadas incluyen la pérdida en accesorios.

Ejercicio 2-4.9

Trazar la curva de un sistema formado por dos tuberías en paralelo. H_{est} = 32 *m*. La tubería 1 es de 4 pulgadas nominal, acero comercial, cédula 40, 1200 *m* de longitud. La tubería 2 es de 3 pulgadas nominal, acero comercial, cédula 40, 1000 *m* de longitud. Las longitudes dadas incluyen las pérdidas en accesorios.

Ejercicio 2-4.10

Un ventilador suministra aire a 18 °C y presión atmosférica normal a los recintos A y B. Desde el ventilador sale un conducto de 30 *m* de largo, el

cual se ramifica hacia los dos recintos. El conducto que llega al recinto A tiene 50 *m* de longitud y transporta 8 m^3/s de aire; el conducto que llega al recinto B tiene 40 *m* de longitud y transporta 12 m^3/s de aire. Los conductos son circulares y serán fabricados con lámina galvanizada. Suponiendo que la velocidad media es del orden de 2 *m/s*, (a) seleccionar los diámetros de los tres tramos de tubería; (b) determinar la altura equivalente del ventilador; (c) estimar el costo de la tubería y el costo mensual por consumo de electricidad. Suponer los accesorios requeridos.

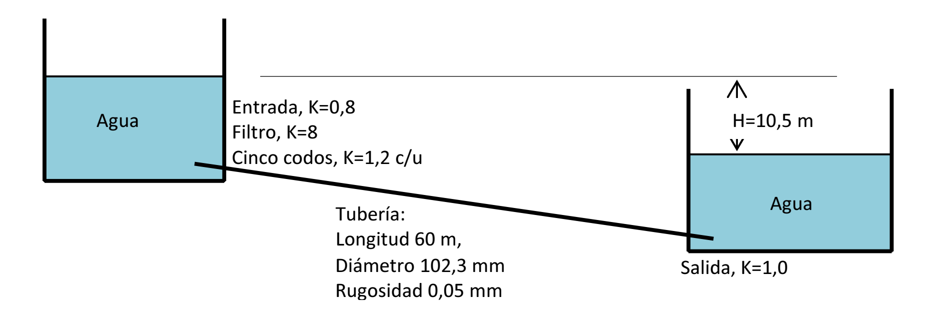
Ejercicio 2-4.11

Por una tubería horizontal de 200 *m* de longitud se van a transportar 120 toneladas por hora de un material sólido (2500 kg/m^3), el cual deberá ser pulverizado y mezclado con aire (1,2 kg/m^3; 0,019 cP), de manera que 1 *kg* de aire se mezcle con 10 kg de sólido. La velocidad de la mezcla debe ser como mínimo 16 *m/s* para evitar el asentamiento de las partículas. Determinar el mayor diámetro nominal de tubería de acero comercial (ε = 0,05 *mm*) cédula 40 que se puede utilizar. Para ese diámetro, calcular las pérdidas y la potencia requerida para suplirlas.

[El número de Reynolds se calcula con las propiedades del fluido].

Ejercicio 2-4.12

En una fábrica se ha utilizado una tubería de acero (ε = 0,05 *mm*) de 60 *m* de longitud y 102,3 *mm* de diámetro para llevar el agua (997,5 kg/m^3; 0,8 cSt) de un depósito a otro, en las condiciones que se muestran en la figura, donde además se relacionan los accesorios. Con el propósito de poder regular el caudal se decide instalar en la tubería una válvula de globo, la cual tiene *Ka* como su constante de accesorio (totalmente abierta). Una vez instalada la válvula se encuentra que el caudal disminuye en 2 *l/s*. Si la diferencia de los niveles del agua en los tanques es la misma antes y después de instalada la válvula: H = 10,5 *m*, calcule: (a) el caudal antes y después de instalar la válvula, (b) el valor de *Ka*.



Ejercicio 2-4.13

Un tanque cilíndrico de eje vertical, abierto por arriba, contiene aceite. Con el propósito de vaciarlo se abre una llave instalada en el fondo del tanque y el aceite sale en forma de chorro. Si el nivel del aceite demora 90 minutos en bajar desde 1 *m* a 50 *cm* (con respecto a la salida del chorro), calcule cuánto demora en bajar el nivel desde 50 a 25 *cm*. Justifique su respuesta.

Ejercicio 2-4.14

Una bomba debe impulsar 22 *l/s* de agua a través de una tubería de acero comercial cédula 40, de 600 metros de longitud, desde el depósito de aspiración hasta el depósito de descarga, en donde el nivel del líquido se encuentra a 25 *m* por encima del nivel en el depósito de aspiración (ambos depósitos están abiertos a la atmósfera). Calcular el costo de la tubería y el costo anual de bombeo si se usa, (a) una tubería de 4 pulgadas nominal; (b) una tubería de 5 pulgadas nominal. El metro de tubo de acero de 4 pulgadas cédula 40 vale USD 27, y el metro de tubo de 5 pulgadas cédula 40 vale USD 37. El bombeo se realiza las 24 horas del día durante 365 días al año. La rugosidad media del acero comercial es 0,05 *mm*. Viscosidad cinemática del agua, 0,8 cSt. Densidad del agua, 998 kg/m^3. Eficiencia de la bomba, 80 %.

REFERENCIAS

Y. Cengel and J. Cimbala, *Fluid Mechanics, Fundamentals and App*. New York: McGraw-Hill, 2010.

Crane, *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. México: McGraw-Hill, 1992.

C. Mataix, *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. México: Alfaomega-Oxford, 1982.

E. W. McAllister, *Pipeline rules of thumb handbook: a manual of quick, accurate solutions to everyday pipeline engineering problems*. Gulf Professional Publishing, 2013.

S. Pusat and H. H. Erdem. "Techno-economic model for district heating systems". *Energy and Buildings*, vol. 72, pp. 177-185, 2014.

V. Streeter, E. Wylie, and K. Bedford, *Mecánica de fluidos*, 9ª ed. Bogotá: McGraw-Hill, 1999.

R. Warring, *Selección de bombas, Sistemas y aplicaciones.* Barcelona: Labor, 1977.

F. White, *Mecánica de fluidos*. Madrid: McGraw-Hill, 2008.

Capítulo 3

Máquinas de flujo

Las *máquinas de flujo* son aquellos elementos de los sistemas de transporte de flujo encargados de suministrar la energía requerida para mantener el flujo, o de tomar energía del flujo y convertirla en trabajo. Por lo tanto, las máquinas de flujo son dispositivos que transforman la energía, la cual entregan o reciben de un flujo.

Como toda máquina, las máquinas de flujo tienen eficiencia menor que 1. Su eficiencia tiene en cuenta las siguientes pérdidas de energía:

- *Hidráulicas*, por fricción del fluido o por vórtices.
- *Volumétricas*, debido a fugas internas o externas.
- *Mecánicas*, por fricción en los apoyos, la transmisión interna y en los sellos.

La disponibilidad de la energía del flujo se incrementa o se disminuye a su paso por una máquina de flujo.

1. CLASIFICACIONES DE LAS MÁQUINAS DE FLUJO

1.1 Según la dirección del flujo de potencia

En una máquina de flujo, la potencia puede ir desde la máquina hacia el flujo o desde el flujo hacia la máquina; esto permite clasificar las máquinas de flujo como sigue:

- *Generadoras:* son aquellas que convierten la energía mecánica en energía de flujo. A esta clase pertenecen las bombas, los ventiladores, los sopladores y los compresores.
- *Motoras:* son las que convierten la energía de flujo en energía mecánica. Pertenecen a esta clase las turbinas, los motores y los actuadores hidráulicos o neumáticos.

1.2 SEGÚN EL PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

Las máquinas de flujo funcionan de muy diferentes maneras, pero se pueden agrupar en las siguientes clases, como se indica en la tabla 3-1.1.

Tabla 3-1.1. Clasificaciones de las máquinas de flujo

Clasificaciones de las máquinas de flujo		**Según variación de la densidad**	**Según principio de funcionamiento**	
			Desplazamiento positivo	Rotodinámicas
Según dirección del flujo de potencia	GENERADORAS	HIDRÁULICAS	Alternativas: bombas de pistón, bombas de diafragma Rotativas: bombas de engranajes	Radiales: bombas centrífugas Axiales: ventiladores de techo
	GENERADORAS	TÉRMICAS	Alternativas: compresores de pistón Rotativas: compresores de lóbulos	Radiales: sopladores Axiales: compresores axiales
	MOTORAS	HIDRÁULICAS	Alternativas: cilindro hidráulico Rotativas: motor hidráulico de paletas	Turbinas hidráulicas: de acción (Pelton); de reacción (Francis, Kaplan); molino de viento
	MOTORAS	TÉRMICAS	Alternativas: cilindro neumático, cilindro de vapor Rotativas: motores neumáticos	Turbinas térmicas: De vapor De gas
	Otras		Eyectores Inyectores Termocompresores Dinámicas no rotativas (abanico de mano)	

- *De desplazamiento positivo*. El elemento principal de estas máquinas es una cámara en la cual una porción de fluido es empaquetada y trasladada desde la entrada hasta la salida mediante la aplicación de una fuerza en movimiento, lo cual implica transferencia de energía. Estas máquinas pueden ser alternativas, como las bombas de diafragma, o rotativas, como los motores hidráulicos de engranajes.
- *Rotodinámicas*. En estas, el elemento principal es un rotor provisto de álabes y canales en donde el flujo cambia el momento de cantidad de movimiento, lo cual permite la transferencia de energía. Pueden ser radiales, como las bombas centrífugas, o axiales, como los ventiladores de techo.
- *Otras*. Existen otras máquinas en las cuales hay transferencia de energía desde o hacia un flujo cuyo principio de funcionamiento no se ajusta a las dos clases anteriores, como por ejemplo, los eyectores e inyectores, las bombas por mezcla de gas y líquido, el ariete hidráulico, etc.

1.3 SEGÚN LA VARIACIÓN DE LA DENSIDAD DEL FLUIDO EN LA MÁQUINA

Dado que el fluido experimenta variación de su presión mientras atraviesa la máquina, en algunos casos la densidad varía significativamente, lo cual le confiere características especiales al diseño y a la operación de la máquina. Este hecho permite clasificar las máquinas de flujo como sigue:

- *Hidráulicas*. En estas, el fluido no cambia significativamente su densidad; son máquinas que manejan líquidos, como las bombas y las turbinas hidráulicas, o aquellas que manejan gases con cambios de presión muy pequeños, como es el caso de los ventiladores.
- *Térmicas*. En estas, el cambio de la densidad del flujo es significativo para el diseño y para la operación. Por ejemplo, los compresores, las turbinas de vapor y las turbinas de gas.

2. PARÁMETROS CONSTRUCTIVOS Y DE OPERACIÓN

Las condiciones de funcionamiento de las máquinas de flujo se especifican mediante sus parámetros constructivos y de operación, que por lo general son:

- *Q*: caudal
- *H*: altura, o *Dp*: presión
- *n*: frecuencia de accionamiento
- *P*: potencia
- η: eficiencia
- D: Tamaño

Otros parámetros se refieren a características específicas, como:

- Capacidad de aspiración; Índice de aspiración; NPSH; Retroceso o bombeo (*surge*).
- Pulsaciones.
- Regulación.

3. MÁQUINAS DE FLUJO DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

Son máquinas de flujo generadoras o motoras, hidráulicas o térmicas que funcionan según el principio de desplazamiento positivo. Pueden ser alternativas o rotativas. Las alternativas pueden ser de pistón, de émbolo o de diafragma; las rotativas pueden ser de paletas, de engranajes, de lóbulos, de cavidad progresiva, de tornillos, de anillo líquido, peristálticas, etc.

3.1 Bombas de pistón

Son máquinas de flujo generadoras, de desplazamiento positivo alternativas. Sus elementos básicos son: 1- cilindro; 2- pistón; 3- vástago; 4a- válvula de admisión; 4b- válvula de impulsión; 5- sello; 6- puertos o conexiones. Su uso está asociado principalmente a grandes presiones y a sistemas de dosificación.

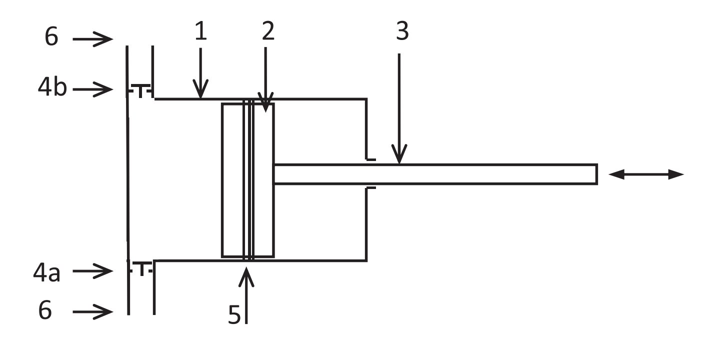


Figura 3-3.1. esquema de una bomba de pistón

La cámara de volumen variable es el espacio interior del cilindro limitado por el pistón. Las válvulas de admisión y de impulsión están situadas en los puertos o conexiones de aspiración y de descarga, respectivamente. En estas máquinas, el sello se desplaza con el pistón; a diferencia de las máquinas de émbolo, en las cuales el sello es solidario con el cilindro o carcasa.

- **Características de operación**

Su funcionamiento se basa en la variación del volumen de la cámara debido al movimiento alternativo del pistón.

La succión se produce durante el movimiento de extensión del pistón cuando el aumento del volumen de la cámara produce disminución de la presión, lo cual hace que el fluido situado en la tubería de aspiración ingrese a la cámara al tiempo que se cierre la válvula de impulsión.

La descarga se produce durante el movimiento de retracción del pistón, cuando disminuye el volumen de la cámara, a la vez que aumenta la presión hasta igualar la presión en la tubería de descarga; entonces se cierra la válvula de admisión, se abre la válvula de impulsión, y el fluido sale hacia la tubería de descarga. Este ciclo se repite.

Las características más relevantes de estas máquinas son:

- Manejan elevadas presiones, hasta 700 bares.
- Desarrollan bajos caudales.

- Tienen baja capacidad de aspiración debido a la restricción de las válvulas.
- Son autocebadoras.
- Son adecuadas para fluidos lubricantes.
- Existen diseños especiales para fluidos con sólidos en suspensión.
- Son adecuadas para dosificación de fluido.

La *pulsación del flujo* es una característica de las máquinas de flujo de pistón, a consecuencia del principio de funcionamiento, de las fugas, de la compresibilidad del flujo y de la elasticidad de los materiales. La pulsación del flujo es un fenómeno indeseable que provoca ruido y vibraciones en el sistema, lo cual se mitiga mediante una o más de las siguientes acciones:

- Instalando cámara de amortiguación.
- Programando la velocidad de accionamiento.
- Reduciendo el retroceso en las válvulas.
- Disponiendo unidades en paralelo.

- **Pérdidas**

El funcionamiento de las máquinas de flujo de pistón está acompañado de pérdidas de disponibilidad de la energía, lo cual se debe a diferentes razones:

- Las *pérdidas adiabáticas* (hidráulicas) se deben, sobre todo, a fricción y turbulencia del fluido en las válvulas.
- Las *pérdidas mecánicas* se deben a la fricción en los sellos y a la transmisión.
- Las *pérdidas volumétricas* se deben a las fugas internas o externas, a través de los sellos o por retroceso en las válvulas.

- **Operación en paralelo**

Es común encontrar las máquinas de flujo operando en paralelo. Dos o más máquinas de flujo funcionan "en paralelo" si el fluido que pasa por cada una de ellas es diferente del que pasa por las demás y los flujos se unen en un caudal común. La conexión en paralelo puede hacerse de diferentes formas:

- Mediante el uso de máquinas de flujo de doble acción.
- Instalando varias máquinas en una misma carcasa movidas por una misma unidad motriz a través de un cigüeñal. El movimiento de los actuadores puede ser radial o axial.
- Usando máquinas independientes conectadas a la misma tubería de descarga.

La *operación en paralelo* permite aumentar el caudal de la instalación, pero la altura es la misma para todas las unidades. La *disposición en paralelo* disminuye la amplitud pero aumenta la frecuencia de las pulsaciones del flujo en las máquinas de desplazamiento positivo.

En el caso de compresores, es común también la instalación de unidades en serie para facilitar la refrigeración intermedia, con lo cual aumenta la efectividad y la eficiencia de las máquinas y disminuye la solicitud mecánica de la tubería

- **Curva característica - Regulación**

El caudal teórico de una máquina de flujo (de una cámara) es $Qth = ALn/20$, donde A es el área de la sección transversal del pistón; L es la longitud de la carrera del pistón; n es la frecuencia de accionamiento en revoluciones por minuto. El caudal teórico es independiente de la altura (y de la presión), por lo cual la curva característica Q_{th} vs. H es una recta paralela al eje H.

El caudal efectivo depende de la eficiencia volumétrica, η_v, de acuerdo con la expresión $Q = Q_{th} \cdot \eta_v$. La eficiencia volumétrica disminuye con las fugas, las cuales aumentan con la presión de trabajo de la máquina. Por esta razón, la curva se desvía un poco de la curva de caudal teórico contra la altura.

Ejercicio 3-3.1 Cálculo del caudal efectivo

El diámetro del pistón de una bomba es D = 0,1 m; la carrera se ajusta $a\ L$ = 0,05 m; la velocidad de accionamiento es 750 rpm. La eficiencia volumétrica cuando opera sin presión en la descarga es η_v = 1 y cuando vence la presión nominal es η_v = 0,96. Calcular el caudal efectivo en cada caso.

Solución

El caudal efectivo se halla a partir de $Q_{th} \cdot \eta_v$.

Cuando la bomba opera sin contrapresión:

$$Q_{th} \cdot \eta_v = \eta_v \frac{ALn}{60} = 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}1^2 \cdot 0{,}05 \cdot 750}{4 \cdot 60} = 4{,}91 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s} = 4{,}91\ l/s$$

Cuando la bomba opera con la presión nominal:

$$Q_{th} \cdot \eta_v = \eta_v \frac{ALn}{60} = 0{,}96 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}1^2 \cdot 0{,}05 \cdot 750}{4 \cdot 60} = 4{,}71 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s} = 4{,}71\ l/s.$$

Regulación. La regulación, es decir, la variación del caudal que maneja una máquina de flujo de pistón, se puede hacer variando la carrera, L o variando la velocidad de accionamiento, n de la máquina. En resumen:

- La curva característica H-Q de las bombas de pistón es casi paralela al eje de la altura.
- La inclinación de la curva H-Q se debe a las fugas; se incrementa con la presión.
- La regulación se hace variando la carrera, L, o variando la velocidad de accionamiento, n.

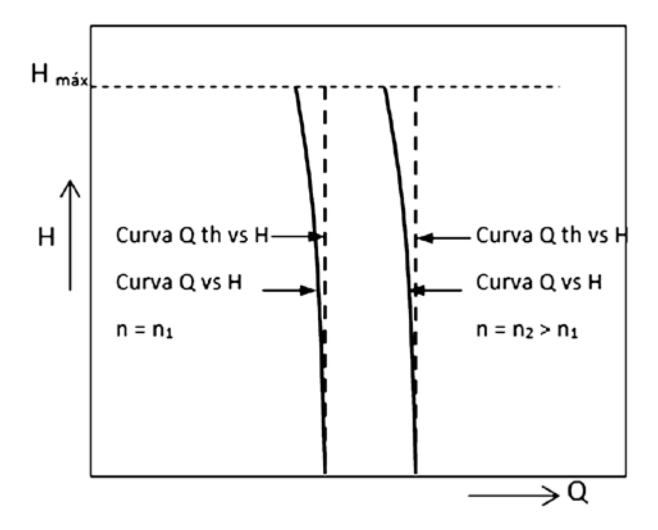


Figura 3-3.2. Curvas características de una bomba de pistón para las velocidades n_1 y n_2

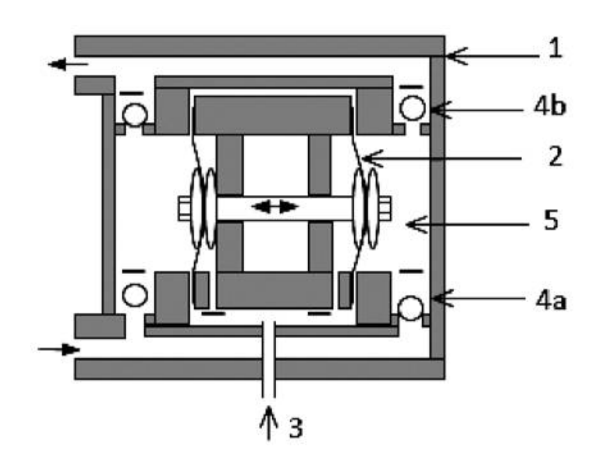


Figura 3-3.3. Esquema de una bomba de diafragma

3.2 Bombas de diafragma

Son máquinas de flujo generadoras, de desplazamiento positivo, alternativas. La cámara de volumen variable en la bomba de diafragma está formada por una caja rígida cerrada por una membrana flexible,

la cual es accionada con movimiento alternativo mediante un actuador mecánico o por un medio fluido. La cámara se comunica con las tuberías de aspiración y de descarga a través de sendos puertos provistos de válvulas de retención de bolas.

Dado que no hay fugas externas, las bombas de diafragma son idóneas para el manejo de líquidos que sean delicados o peligrosos; las válvulas de bola permiten el paso de sólidos en suspensión. El accionamiento puede ser mecánico o hidráulico.

Los elementos básicos de la bomba de diafragma son: 1- carcasa; 2- membrana o diafragma flexible; 3- entrada de aire del sistema de accionamiento (en este caso es neumático); 4a- válvula de admisión; 4b- válvula de impulsión; 5- cámara de volumen variable.

- **Características de operación**

Las bombas de diafragma son máquinas de flujo de desplazamiento positivo, alternativas, con las siguientes características de operación:

- Se construyen para presiones del orden hasta de 10 bares y de 1300 litros por minuto.
- Su eficiencia volumétrica es cercana al 100 %, pero su eficiencia global no alcanza 30 %.
- Requieren válvulas.
- El flujo es pulsante.
- Tienen baja capacidad de aspiración; NPSH requerido mínimo de 1,8 m.
- Son autoaspirantes.
- El accionamiento puede ser mecánico o hidráulico.
- No tienen sello. Son de diseño sencillo y robusto.
- Manejan cualquier tipo de fluidos, con sólidos en suspensión, delicados o peligrosos.
- Se utilizan en sistemas dosificadores. Se pueden usar también para hacer vacío.

- **Aplicaciones**

Se usan por lo general para el manejo dosificado de líquidos delicados o peligrosos:

- Aguas residuales y fangos.
- Industria alimenticia.
- Concentrados de frutas.
- Derivados del petróleo.
- Industria del papel.
- Reactivos.

- **Curva característica**

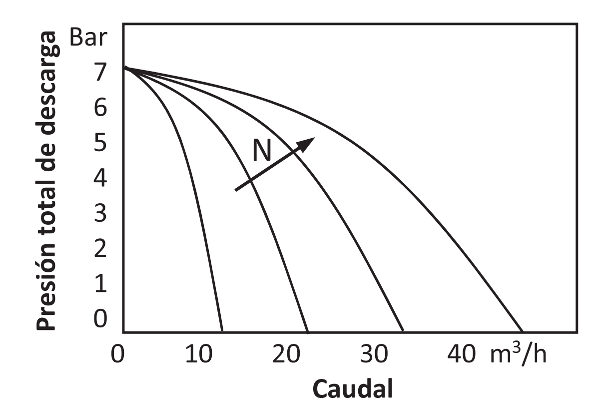


Figura 3-3.4. Curvas características de una bomba de diafragma para diferentes velocidades N

A diferencia de las bombas de pistón, las bombas de diafragma tienen curvas H-Q con presión máxima para la cual el caudal es cero, debido a la flexibilidad del diafragma. La figura muestra curvas típicas con presión máxima 7 bares, para diferentes velocidades de accionamiento.

3.3 Bombas de engranajes

Son máquinas de flujo, hidráulicas, generadoras, de desplazamiento positivo, rotativas. Su elemento básico es un sistema de ruedas denta-

das que giran casi en contacto con el interior de la carcasa. Los rotores pueden ser de engranajes externos o de engranajes internos.

Las máquinas de flujo de desplazamiento positivo rotativas tienen características de operación semejante a las alternativas, pero no necesitan válvulas y su eficiencia volumétrica es menor. Por lo general son de tamaño pequeño, con importantes excepciones. La velocidad de rotación de una unidad puede variar en un amplio rango que depende de la viscosidad que limita la capacidad de aspiración. Son idóneas para manejar fluidos limpios y lubricantes. Sus principales características son:

- Flujo pulsante a elevada frecuencia y baja amplitud.
- Valores medios de presión, hasta 200 bares.
- Requieren excelente acabado y presentan empuje radial en los apoyos.
- No requieren válvulas.
- Media capacidad de aspiración.
- Valores medios de velocidad de accionamiento.
- Fugas internas - limitaciones para la autoaspiración.
- Las de tamaño medio y las grandes requieren transmisión externa.

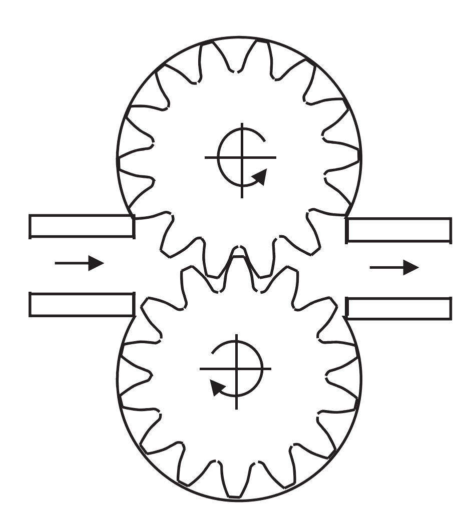


Figura 3-3.5. Esquema de una bomba de engranajes externos

El caudal efectivo, Q, es igual al caudal teórico, Q_{th}, multiplicado por la eficiencia volumétrica:

$$Q = Q_{th}\eta_v$$

El rendimiento volumétrico es independiente de la velocidad de rotación, pero disminuye al aumentar la presión. El caudal teórico aproximado se calcula a partir del caudal por revolución que da el fabricante, multiplicado por la velocidad de rotación. La curva característica H-Q es similar a la de las bombas de pistón, casi paralelas al eje H; el límite de presión no corresponde a caudal cero sino a limitaciones mecánicas.

3.4 Bombas de rotor lobular (*Boerger lobe pumps*)

El principio de funcionamiento es el desplazamiento positivo. El elemento de bombeo consiste en dos rotores dentro de una cámara, externos o internos, similar a la bomba de engranajes, pero en vez de dientes, los rotores tienen dos, tres o cuatro lóbulos de contorno suave. El accionamiento siempre es externo. El juego entre lóbulos y entre lóbulos y carcasa es función de la viscosidad del fluido manejado. Se construyen también sopladores y compresores, así como también aspiradores de lóbulos.

No requieren válvulas. La capacidad de una serie de bombas de lóbulos se establece por la longitud de los rotores. La regulación se hace variando la velocidad de rotación. La presión alcanzada es del orden de 12 bares.

La lubricidad del fluido no es tan exigente en las bombas de lóbulo como en las bombas de engranaje, lo cual aumenta la diversidad de fluidos que manejan. Con pocos lóbulos se pueden manejar fluidos más viscosos o con sólidos en suspensión, pero aumenta la amplitud de las pulsaciones. No son autoaspirantes, por lo cual requieren cebado.

3.5 Bombas de paletas (*vane pumps*)

Son máquinas de desplazamiento positivo que presentan múltiples variantes. Las más representativas están formadas por un rotor ranurado en donde deslizan las paletas, cuyo extremo libre hace contacto con una carcasa excéntrica, delimitando una cámara de volumen variable. Las lumbreras o puertos de entrada y de salida se encuentran en las

tapas laterales, dispuestas de tal manera que la cámara de volumen variable siempre se encuentre conectada solo con uno de dichos puertos. No requieren válvulas.

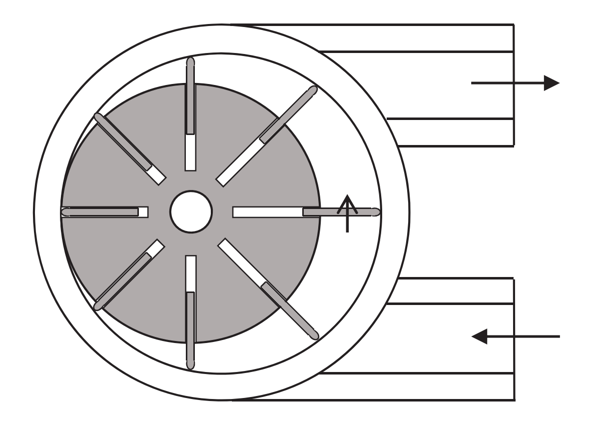


Figura 3-3.6. Esquema de una bomba peristáltica

Las unidades pequeñas son las más sencillas, giran a altas velocidades de rotación y manejan fluidos de baja viscosidad; las paletas no requieren resorte para su deslizamiento. El diseño cambia de acuerdo con las características del fluido. A medida que aumenta la viscosidad disminuye el número de paletas, disminuye la velocidad de rotación y se requiere fuerza impulsora para las paletas.

La regulación se hace mediante variación de la velocidad de rotación, o cambiando la excentricidad del rotor con respecto a la carcasa.

Adecuadas para fluidos de viscosidad media, hasta 60 cSt a la temperatura de trabajo; caudales en el orden de 100 l/min; presiones hasta 200 bares en servicio pesado. Es deseable cabeza de succión positiva de manera que la bomba esté lubricada y cebada al momento del arranque.

Diseños especiales. Son muchas las variantes de la bomba de paletas aquí descrita. Existen diseños que reducen o eliminan la fuerza radial sobre los apoyos; también las hay de paletas flexibles y de paletas oscilantes; igualmente, y de acuerdo con los requerimientos, varían los materiales de fabricación. Hay diseños especiales para compresores y para máquinas de vacío.

3.6 Bombas de tornillos

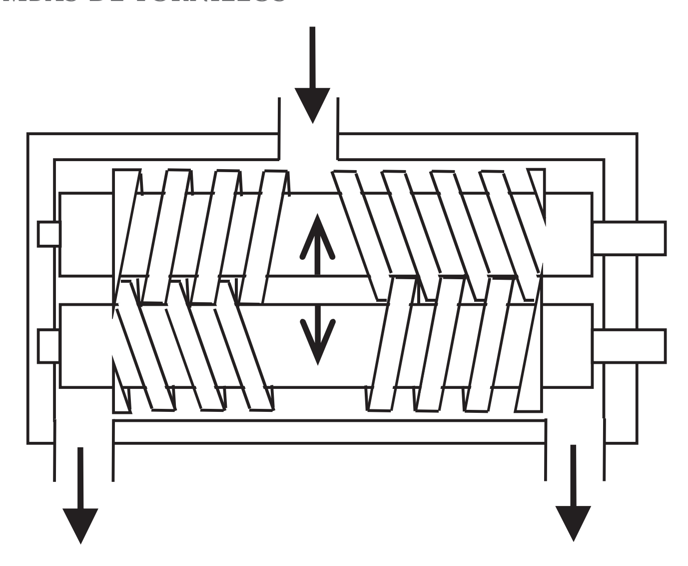


Figura 3-3.7. Esquema de una bomba de dos tornillos

Son máquinas de desplazamiento positivo cuyo elemento principal es uno o más rotores de configuración helicoidal aparejada que giran sincronizados dentro de una carcasa. El fluido se desplaza en la cámara comprendida entre dos hilos consecutivos del rotor y la carcasa.

La altura generada es baja y es función de la longitud de los rotores, en tanto que el diámetro, el paso y la velocidad de rotación son los factores que inciden en el caudal medio, que llega a ser del orden de 750 litros por minuto, y mayor a presiones hasta 50 bares. Por lo general son autocebadoras, la regulación se hace mediante la variación amplia de la velocidad de rotación.

Si la máquina tiene un solo rotor, la carcasa adopta un diseño especial de manera que se forme la cámara aislada en donde el fluido queda atrapado mientras se desplaza desde la entrada hasta la salida; un ejemplo es la **bomba de cavidad progresiva**, la cual es muy usada para mover fluidos de viscosidad variada como pastas o fluidos contaminantes hasta 5 bares de presión, y a bajas velocidades puede desplazar fluidos delicados.

3.7 Bombas peristálticas

Consisten en un tubo flexible estacionario lleno del fluido que se está bombeando; a lo largo de un tramo del tubo se realizan dos o más aplastamientos progresivos, con lo cual el fluido atrapado entre ellos es desplazado positivamente, a la vez que se aspira el fluido de la entrada y se impulsa el fluido de la descarga.

Son bombas reversibles y bloqueantes; no requieren válvulas; no contaminan al flujo; no permiten fugas externas; son autocebadoras. Funcionan a bajas velocidades, por lo cual son apropiadas para fluidos delicados o peligrosos. Las unidades pequeñas se utilizan para transfusiones, para el manejo de alimentos, y en la industria farmacéutica, en la fabricación de medicamentos.

Las bombas pequeñas suministran bajos caudales (del orden de 300 litros por hora) a bajas presiones (3 bares es un valor típico). Sin embargo, se fabrican también modelos industriales para caudales de 100 $m^3 \cdot h^{-1}$ y 16 bares (*Bredel hose pumps*). El límite de caudal y presión lo establece la capacidad de recuperación del material del tubo flexible.

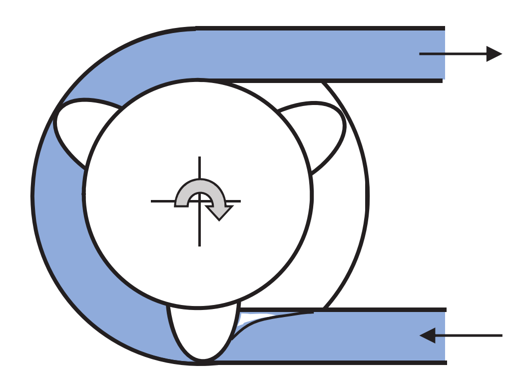


Figura 3-3.8. Esquema de una bomba peristáltica

3.8 Características de funcionamiento de las bombas de desplazamiento positivo

Las principales características de operación, usos y formas de regulación de las bombas de desplazamiento positivo se resumen en la tabla 3-3.1.

Tabla 3-3.1. Características de funcionamiento de las bombas de desplazamiento positivo

Tipo de bomba	Forma de regulación	Uso	Tipos de fluidos
Pistón (alternativas)	Velocidad. Carrera	Elevadas presiones. Dosificadoras	Muy diversos
Diafragma (alternativas)	Velocidad. Carrera	Hasta 10 bares. Dosificadoras.	Delicados o peligrosos
Engranajes	Velocidad	Hasta 200 bares. Aceites viscosidad baja y media	Lubricantes
De rotor lobular	Velocidad	Hasta 12 bares. Sustancias delicadas. Sopladores.	Diseños adecuados según tipo de fluido
De paletas	Velocidad. Excentricidad	200 bares. Máquinas de vacío Compresores.	Fluidos de viscosidad baja y media, hasta 60 cSt
De un tornillo flexible (cavidad progresiva)	Velocidad	Hasta 5 bares. Fluidos delicados.	Muy diversos. Pastas. Líquidos saturados
De tornillos rígidos	Velocidad	50 bares. Fluidos limpios	Muy viscosos
Peristálticas	Velocidad. Paralelo	Bajas presiones	Limpios o delicados

4. MÁQUINAS DE FLUJO ROTODINÁMICAS (TURBOMÁQUINAS)

Son máquinas de flujo generadoras o motoras, hidráulicas o térmicas cuyo elemento principal es un rotor provisto de álabes y canales en donde el flujo cambia su momento de cantidad de movimiento, lo cual implica cambio en la componente tangencial de la velocidad absoluta en el rotor, a la vez que se produce la transferencia de energía. Dependiendo de la dirección predominante del flujo en el rotor, pueden ser radiales, como las bombas centrífugas, axiales, como los ventiladores de techo, o mixtas, como las turbinas Francis.

- **Velocidad específica**

La dirección predominante del flujo está especificada por la forma del rotor, la cual está relacionada con la velocidad específica. Para las bombas, la velocidad específica, n_q, es función del caudal, Q (m^3/s), de la altura, H (m), y de la velocidad de rotación, n (revoluciones por minuto), de acuerdo con la siguiente expresión: $n_q = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{0,75}}$. Para bombas radiales, 10<n_q< 35; para helicoidales, 35<n_q<160; para axiales 200 <n_q<500.

4.1 BOMBAS RADIALES O CENTRÍFUGAS

Las bombas son máquinas de flujo rotodinámicas diseñadas para impulsar líquidos, es decir, son máquinas de flujo generadoras hidráulicas. En las bombas centrífugas, la componente axial de la velocidad absoluta en el rotor es significativamente menor que la componente radial. La componente tangencial de la velocidad absoluta del flujo aumenta a su paso por el rotor. Sus elementos básicos son el rotor y el difusor; otros elementos secundarios son la carcasa, el eje, las conexiones, los sellos, los apoyos y los sistemas auxiliares.

El rotor. Es el elemento fundamental; es una pieza giratoria provista de álabes radiales curvados hacia atrás con respecto a la dirección de rotación.

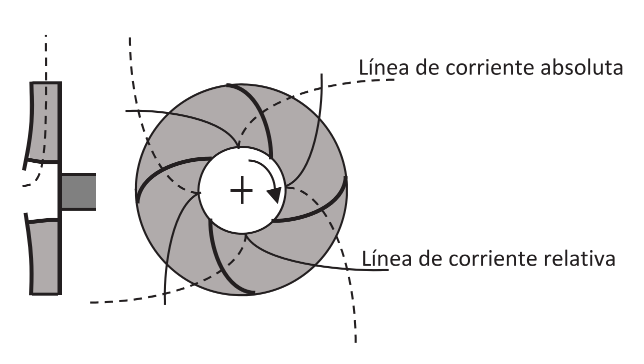


Figura 3-4.1. Vistas del rotor radial mostrando las líneas de corrientes absolutas y relativas

En la figura 3-4.1, las líneas de corriente relativas al rotor (líneas continuas) siguen la dirección de los álabes, y las líneas de corriente vistas

por un observador en reposo (líneas a trazos) son curvas en la dirección de rotación. La entrada al rotor es axial y la salida es por la periferia.

La energía mecánica del rotor se transfiere al flujo en forma de energía hidráulica.

El difusor. Es un elemento estacionario de sección transversal creciente que circunda al rotor. En él se transforma la energía de velocidad del líquido en presión. Puede ser un anillo difusor, una caja espiral (voluta o caracol) seguida de un cono difusor, o un difusor de aletas.

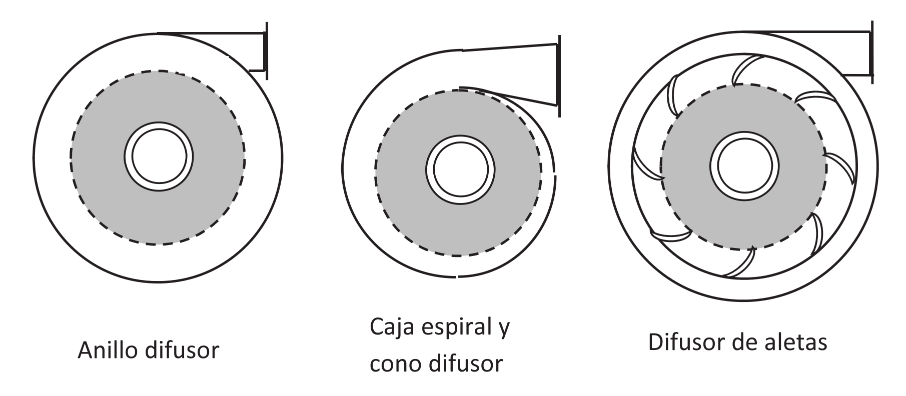


Figura 3-4.2. Diseños del difusor. El difusor está situado a continuación del rotor, el cual está sombreado, limitado con línea punteada

4.2 Características de las bombas centrífugas

Las bombas radiales o centrífugas son de uso general debido a su sencillez y bajo costo. Sus principales características de diseño y operación son:

- Tienen altura finita para caudal cero.
- Son sencillas y compactas.
- Son silenciosas y el flujo es continuo.
- Suministran caudales y presiones en un amplio rango.
- Manejan todo tipo de líquidos con viscosidades bajas y medias.
- Requieren cebado. Los diferentes diseño tienen variada capacidad de aspiración.

4.3 PARÁMETROS CONSTRUCTIVOS Y DE OPERACIÓN

- Diámetro del rotor, D_2, se expresa en mm o en pulgadas.
- Velocidad de rotación n, rpm.
- Caudal, *Q*, sus unidades son *l/s*, *l/min*, m^3/h, *GPM.*
- Altura, *H*, se expresa en m o en pies de columna de agua.
- Eficiencia: %.
- Potencia, *P*, en kW o hp.
- Capacidad de aspiración, indicada por NPSH, se expresa en *m*, pies.

- **Triángulos de velocidades**

El caudal y la altura de una bomba radial se relacionan con la cinemática en el rotor. De manera específica, *Q* y *H* se relacionan con las velocidades del flujo a la entrada y a la salida del rotor.

La velocidad absoluta, $\vec{C}$, y la velocidad relativa al rotor, $\vec{W}$, se relacionan mediante la ecuación $\vec{C} = \vec{W} + \vec{U}$, donde $\vec{U}$ es la velocidad tangencial del rotor. La representación gráfica de esta ecuación se conoce como "triángulo de velocidades".

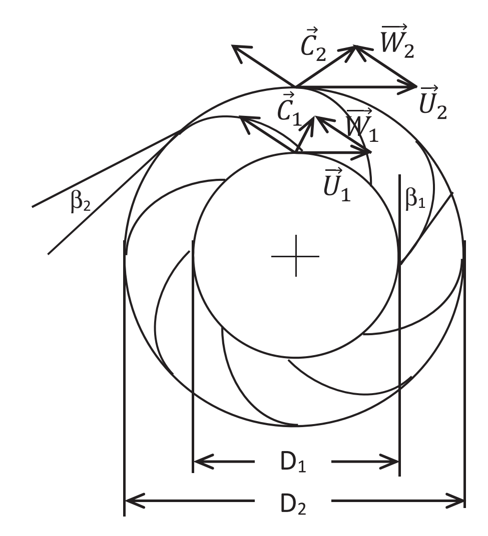


Figura 3-4.3. Triángulos de velocidades a la entrada y a la salida del rotor

$\vec{C}$ es tangente a una línea de corriente absoluta; $\vec{W}$ es tangente a una línea de corriente relativa al rotor. El subíndice 1 refiere a la entrada y el subíndice 2 a la salida del rotor.

- **Triángulos de velocidades a la entrada y a la salida del rotor**

Los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida del rotor determinan en gran medida los valores del caudal y de la altura de la bomba, respectivamente. El subíndice *u* refiere a la dirección tangencial y el subíndice *m* a la dirección meridiana (normal a la tangencial).

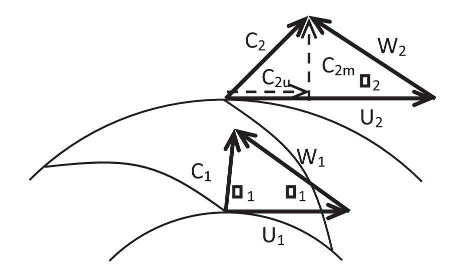


Figura 3-4.4 Triángulos de velocidades a la entrada (1) y a la salida (2) del rotor

- **Relaciones de las velocidades en el triángulo 1.**

Dados β_1, n, D_1 y b_1, y suponiendo que no hay prerrotación a la entrada del rotor, α_1 = 90°.

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60};\ C_{1m} \approx C_1 \approx U_1 tan\beta_1; C_{1u} \approx 0$$

- **Determinación del caudal**

La capacidad para manejar un caudal está definida por la geometría y las velocidades a la entrada del rotor de la bomba.

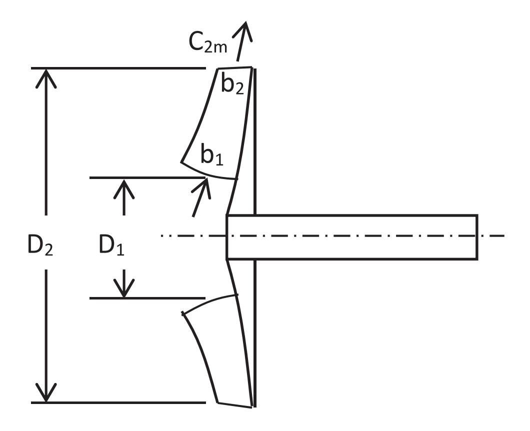


Figura 3-4.5 Sección longitudinal esquemática del rotor centrífugo

El caudal teórico depende de la entrada al rotor, de acuerdo con

$$Q_{th} = C_{1m}A_1 = U_1 tan\beta_1 \cdot \pi D_1 b_1$$

- **Relaciones de las velocidades en el triángulo 2**

Dados β_2, n, D_2 y $b_{2,}$ las velocidades a la salida del rotor se relacionan entre sí mediante las ecuaciones

$$U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}; Q_{th} = C_{2m}A_2 \rightarrow C_{2m} = \frac{Q_{th}}{\pi \cdot b_2 D_2}; C_{2u} = U_2 - \frac{C_{2m}}{tan\beta_2}$$

Caudal efectivo:

$$Q = \eta_v Q_{th}$$

- **Determinación de la altura**

La capacidad para generar una presión, o sea, para entregar energía al flujo, está definida por la geometría y las velocidades a la salida del rotor de la bomba.

Determinación de la altura teórica, *Hth*

Una bomba centrífuga incrementa la energía estática del líquido aumentando el momento de la cantidad de movimiento:

$$\Sigma \vec{F}_{ext} = \Sigma \rho Q \vec{C}$$

La potencia teórica suministrada al fluido es

$$Pot_{th} = \Sigma F_{ext\,u} U = \Sigma \rho Q C_u U$$

$$Pot_{th} = \rho g Q H_{th\infty} = \rho Q (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})$$

Donde se ha supuesto que el rotor tiene infinitos álabes, infinitamente delgados. Eliminando ρQ se obtiene la ecuación de Euler para turbomáquinas:

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g}(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) = \frac{1}{g} U_2 C_{2u} = \frac{1}{g} U_2 \left(U_2 - \frac{C_{2m}}{tan\beta_2} \right)$$

Como C_{2m} es proporcional al caudal, la representación gráfica de H_{th} en función del caudal es una línea recta con pendiente negativa (si β_2 es menor de 90°, como ocurre en las bombas centrífugas).

El efecto de que el número de álabes no es infinito y de que su espesor es finito es reducir la altura teórica entre 24 a 28 %. La altura efectiva de diseño se reduce además por el rendimiento hidráulico.

La altura efectiva se relaciona con la altura de Euler mediante

$$H = (1 - 0{,}24 \ a \ 0{,}28) \eta_h H_{th\infty}$$

El rendimiento hidráulico es máximo cerca al punto de diseño y disminuye para caudales menores y para caudales mayores que el caudal de diseño Q_{dis}. Así que en el punto de diseño la curva HQ tiene la mayor aproximación a la recta H_{th} *vs*. Q.

La altura efectiva en el punto de diseño H_{dis} es aproximadamente la mitad de la altura teórica para caudal cero.

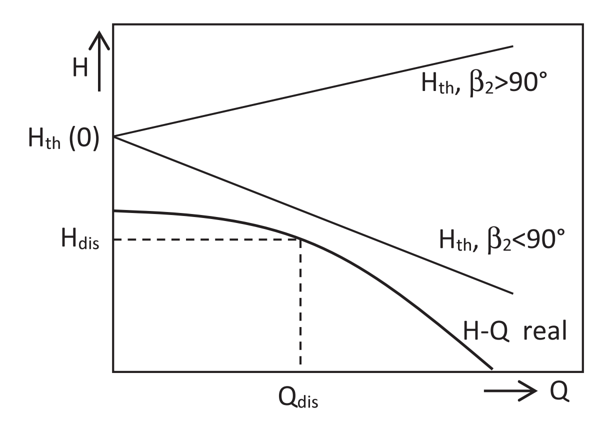


Figura 3-4.6 Curvas para la altura teórica y la altura efectiva versus el caudal de una bomba

$$H_{dis} = \phi U_2^2/2g$$

Donde el coeficiente ϕ varía entre 0.9 a 1.1 dependiendo del rendimiento del difusor. Es menor para difusores de anillo, medio para caracol o voluta simple y máximo para difusores de aletas.

- **Eficiencia**

La eficiencia total, η, de una bomba es el producto de las eficiencias hidráulica, η_h, volumétrica, η_v, y mecánica, η_m: $\eta = \eta_h \eta_v \eta_m$.

- La eficiencia hidráulica, η_h, afecta a la altura, H; depende de los vórtices y de la fricción que se presenta ya sea en el seno del flujo o en la superficie de contacto con el rotor y con el difusor. η_h es mejor con álabes hidrodinámicos.
- La eficiencia volumétrica, η_v, afecta el caudal, Q, y aumenta a medida que se incrementan tanto las fugas internas (reflujo) como las externas. η_v es mejor en rotores cerrados; η_v disminuye al aumentar la presión.
- La eficiencia mecánica, η_m, afecta directamente la potencia de accionamiento, P_{acc}, y representa la fricción en los apoyos y en la transmisión. h_m es mejor con empaques que con sellos, cambia poco con el caudal.

– La eficiencia total, η, es mayor en las bombas grandes. La eficiencia total de una bomba es máxima para puntos cercanos a los valores de H y Q de diseño.

- **Potencia de accionamiento**

La potencia de accionamiento de una bomba es proporcional a la altura efectiva, H, al caudal, Q, al peso específico, γ, e inversamente proporcional a la eficiencia, η. Es decir:

$$P_{acc} = \gamma QH/\eta$$

La potencia de accionamiento depende del punto de operación de la bomba en la curva HQ. Al variar el caudal, la potencia de accionamiento de las bombas y compresores centrífugos presenta un valor máximo intermedio, mientras que en los ventiladores con β_2>90° la potencia crece continuamente con el caudal.

Durante el transitorio del arranque hay un mayor requerimiento de potencia, puesto que se debe vencer la inercia del rotor y del fluido contenido en la bomba y en la tubería. Por tanto, para restringir el pico de corriente en bombas, ventiladores y compresores grandes es necesario instalar un arrancador suave (estrella triángulo, resistencia variable, etc).

En las bombas, ventiladores y compresores grandes que arrancan con frecuencia se debe usar un motor con elevado par de arranque. Los ventiladores con β_2>90°deben arrancar con caudal mínimo.

Ejercicio 3-4.1 Cálculo de los valores teóricos del caudal y la altura de una bomba centrífuga

Estimar el caudal y la altura que entrega una bomba centrífuga cuyo rotor tiene las dimensiones dadas en la figura y gira a 3550 rpm. Los ángulos del álabe son: a la entrada β_1 = 18°; a la salida β_2 = 20°.

Solución

Se determinan los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida del rotor esquematizado en la figura 3-4.7

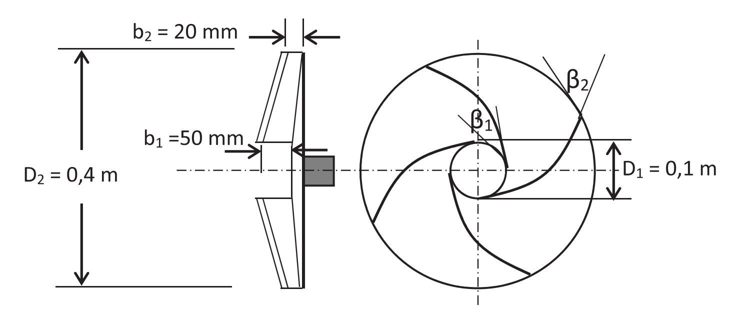


Figura 3-4.7 Vista meridional y transversal del rotor centrífugo del ejercicio 3-4.1

A la entrada del rotor:

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0{,}1 \cdot 3550}{60} = 18{,}59\ m/s$$

$$C_{1m} = U_1 tan\beta_1 = 18{,}59\ tan18° = 6{,}04\ m/s$$

$$A_1 = \pi D_1 b_1 = \pi \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}05 = 0{,}01571\ m^2$$

$$Q_{th} = C_{1m} A_1 = 6{,}04 \cdot 0{,}01571 = 0{,}0949 \frac{m^3}{s} = 94{,}9\ l/s$$

Asumiendo eficiencia volumétrica η_v= 0,9:

$$Q = \eta_v Q_{th} = 0{,}9 \cdot 94{,}9 = 85{,}4\ l/s$$

A la salida del rotor:

$$U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0{,}4 \cdot 3550}{60} = 74{,}35\ m/s$$

$$A_2 = \pi D_2 b_2 = \pi \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}02 = 0{,}0251\ m^2$$

$$C_{2m} = \frac{Q_{th}}{A_2} = \frac{0{,}0949}{0{,}0251} = 3{,}78\ m/s$$

$$C_{2u} = U_2 - \frac{C_{2m}}{tan\beta_2} = 74{,}35 - \frac{3{,}78}{\tan 2\,0°} = 64\ m/s$$

$$H_{th\infty} = \frac{U_2 C_{2u}}{g} = \frac{74{,}35 \cdot 64}{9{,}8} = 486\ m$$

Suponiendo reducción del 26 % por tener finitos álabes:

$$H_{th\infty} = (1 - 0{,}25) H_{th} = 0{,}74 \cdot 486 = 359\ m.$$

Suponiendo eficiencia hidráulica de 85 %:

$$H = \eta H_{th} = 0{,}85 \cdot 359 = 305\ m.$$

Se espera que esta bomba suministre el caudal, Q = 95 *l/s* a la altura, *H* = 305 *m.*

4.4 Capacidad de aspiración. NPSH requerido

Aun cuando el líquido esté disponible en la entrada de la bomba, su ingreso a la misma debe ocurrir en condiciones favorables al flujo, de manera que no haya riesgo de evaporación, peligro de cavitación ni rompimiento de la vena líquida con la consiguiente disminución del caudal. Lo anterior representa la capacidad de aspiración, la cual depende del tipo y diseño de la bomba.

- La capacidad de aspiración varía ampliamente en las bombas rotodinámicas.
- Por lo general, las bombas de bajo caudal tienen mejor capacidad de aspiración que las de caudal elevado; las bombas radiales aspiran mejor que las axiales.
- El parámetro para medir la capacidad de aspiración es la depresión crítica, Δh, o bien el NPSH (*net positive suction head*). Las bombas con baja capacidad de aspiración tienen alto NPSH requerido.
- El NPSH requerido de una bomba aumenta al aumentar el caudal.

NPSH disponible

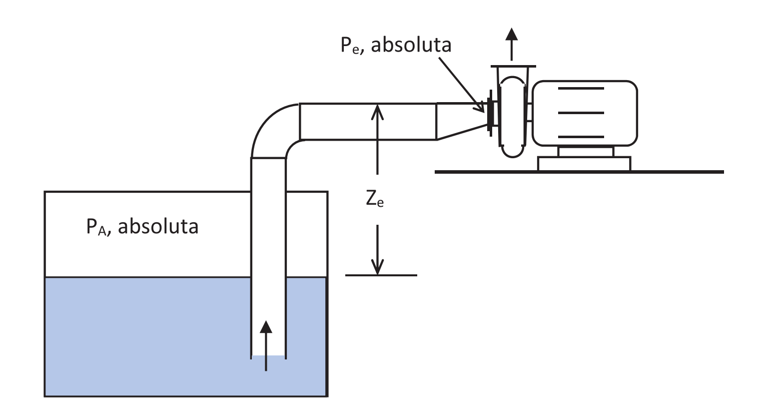


Figura 3-4.8 Instalación de bombeo típico

Una bomba puede aspirar el líquido presente en la boca de aspiración si el fluido tiene suficiente presión absoluta para ingresar al rotor de la bomba. Dicha presión constituye el NPSH disponible, el cual es una característica del fluido en una instalación de bombeo.

El NPSH disponible es la altura de presión absoluta total (presión estática más presión dinámica) del fluido menos la altura de la presión de vapor, en la boca de entrada, ***e***, de la bomba. Se expresa en metros de fluido: NPSH = $P_{e\,abs}/\gamma + V_e^2/2g - P_v/\gamma$.

La ecuación de Bernulli desde la superficie del líquido en el depósito de aspiración hasta la entrada de la bomba resulta

$$P_{A\,abs}/\gamma = P_{e\,abs}/\gamma + Z_e + \sum h_{Ae} + V_e^2/2g$$

Restando la altura correspondiente a la presión de vapor a ambos lados y ordenando:

$$P_{A\,abs}/\gamma - P_v/\gamma = P_{e\,abs}/\gamma + Z_e + \sum h_{Ae} + V_e^2/2g - P_v/\gamma$$

$$\rightarrow P_{A\,abs}/\gamma - P_v/\gamma - Z_e - \sum h_{Ae} = P_{e\,abs}/\gamma + V_e^2/2g - P_v/\gamma$$

El miembro de la derecha es la definición dada de NPSH disponible. Por tanto:

$$\mathrm{NPSHd} = \frac{P_{A\,abs}}{\Upsilon} - \left[\frac{P_v}{\Upsilon} + Z_e + \Sigma\, h_{Ae}\right]$$

- El NPSHd disminuye al aumentar el caudal.
- La bomba es capaz de aspirar, y por tanto, de suministrar flujo, si NPSHr < NPSHd.

Ejercicio 3-4.2

Una instalación de bombeo está formada por el depósito de aspiración, abierto a la atmósfera a 1 bar de presión absoluta; la tubería de aspiración es de 6 pulgadas nominal de acero comercial, rugosidad media, ε = 0,05 *mm*, cédula 40 (D = 154,1 *mm*, f = 0,0152), longitud, L = 20 *m*, accesorios con constantes que suman ΣK_{acc} = 12. El caudal máximo que se debe bombear en la instalación es 25 *l/s* de agua, cuya presión de vapor es Pv/γ = 0,5 *m*. La capacidad de aspiración de la bomba se puede aproximar mediante la ecuación

$$\mathrm{NPSH}r = 4 + 2200Q^2$$

Donde el NPSHr resulta en metros si el caudal, *Q*, está dado en m^3/s. ¿A qué elevación máxima se puede instalar la bomba con respecto al nivel del agua en el depósito?

Solución

La elevación máxima donde se debe colocar la bomba queda establecida por la necesidad de evitar la cavitación con el máximo caudal de trabajo. Cuando la cavitación es incipiente, el NPSHr = NPSHd.

Para Q = Qmáx = 25 *l/s* = 0,025 m^3/s, NPSHr = 4 + 2200 • $0{,}025^2$ = 5,38 m

Y el $\mathrm{NPSHd} = \frac{P_{A\,abs}}{\gamma} - \left[\frac{P_v}{\gamma} + Z_e + \Sigma\, h_{Ae}\right] = \frac{100000}{9800} - \left[0{,}5 + Z_e + \left(f\,\frac{L}{D} + \sum K_{acc}\right)\frac{V^2}{2g}\right]$

La velocidad media en la tubería es $V = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4\cdot 0{,}025}{\pi\cdot 0{,}1541^2} = 1{,}34\ m/s$

Cuando se igualan los NPS*H*, Z_e es $Z_{e\,máx}$. Entonces

$$5{,}38 = \frac{100000}{9800} - \left[0{,}5 + Z_{e\,máx} + \left(0{,}0152\,\frac{20}{0{,}1541} + 12\right)\frac{1{,}34^2}{19{,}6}\right] \rightarrow\ Z_{e\,máx} = 3\ m$$

Para que no haya cavitación, la bomba se debe instalar como máximo a 3 metros por encima del nivel del agua en el depósito de aspiración, cuando el caudal es 25 *l/s* o menos.

4.5 Bombas axiales

Son bombas rotodinámicas, en las cuales la componente radial de la velocidad absoluta en el rotor es significativamente menor que la componente axial. Al igual que en las bombas radiales, la componente tangencial aumenta a su paso por el rotor. Sus elementos principales son: el rotor encargado de transferir energía al flujo, el difusor que está situado antes o después del rotor y sirve para enderezar el flujo, además del tubo acodado que sirve de acople a la salida de la bomba. Otros elementos son la carcasa, el eje y los apoyos.

El rotor está provisto de pocos álabes que van unidos al cubo; son de perfil hidrodinámico y de doble curvatura, de modo que el ángulo de ataque y el espesor disminuyen en dirección radial.

- **Características de las bombas axiales**

  - Manejan altos caudales (más de 10 m^3/s) y bajas alturas (más de 20 *m*).
  - Giran a bajas velocidades (menos de 225 *rpm*).
  - Se instalan sumergidas.
  - La componente radial de la velocidad absoluta en el rotor es muy pequeña.
  - La componente tangencial de la velocidad absoluta del flujo aumenta en el rotor.

- **Triángulos de velocidades**

Los triángulos de velocidades varían desde la base (subíndice *b*) hasta el extremo del álabe (subíndice *e*), como se muestran en la figura, y presentan las siguientes relaciones:

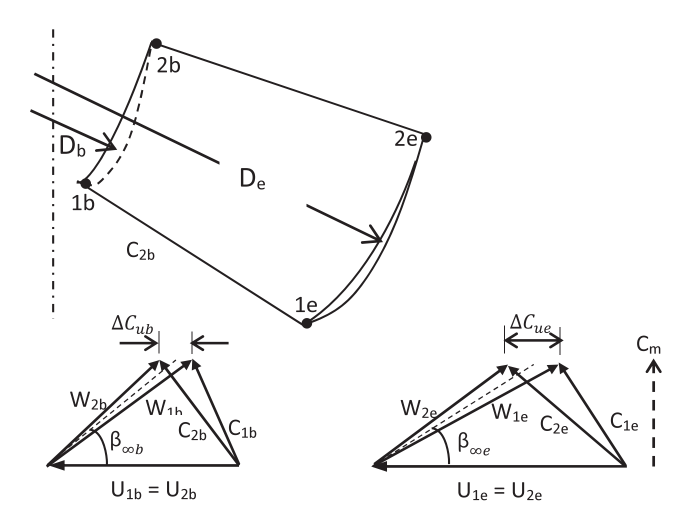


Figura 3-4.9 Triángulos de velocidades en la base (b) y en el extremo (e) del álabe

En la figura, la velocidad relativa media, W∞, está representada por una línea punteada entre W_1 y W_2 y se indica el correspondiente ángulo.

Los álabes tienes doble curvatura, es decir, $\beta_{1b} > \beta_{1e}$; $\beta_{2b} > \beta_{2e}$.

- **Relaciones para el caudal**

$$Q = \eta_v Q_{th} = \eta_v \cdot C_m \cdot \frac{\pi}{4}(D_e^2 - D_b^2)$$

La componente axial de la velocidad absoluta, C_m, se relaciona con la velocidad media en la tubería, V, mediante la ecuación de continuidad:

$$Q = V \cdot \frac{\pi D_e^2}{4} = \eta_v \cdot C_m \frac{\pi}{4} k D_e^2 \rightarrow V = \eta_v k C_m \rightarrow C_m = \frac{V}{\eta_v k}$$

Los valores de V están entre 2 y 4 m/s y C_m está en el rango de 3,5 a 5,5 m/s; los valores altos corresponden a caudales grandes y a bajas alturas.

Relaciones para la altura

La altura teórica se determina a partir de la ecuación de Euler:

$$H_{th} = \frac{1}{g} U_b \Delta C_{ub} = \frac{1}{g} U_e \Delta C_{ue}$$

La altura efectiva:

$$H = \eta_h H_{th} = \frac{\eta_h}{g} U_b \Delta C_{ub} = \frac{\eta_h}{g} U_e \Delta C_{ue}$$

Donde $\Delta C_u = C_{2u} - C_{1u}$.

- **Ecuación para el diseño del rotor axial**

El cálculo del rotor de una bomba axial para caudal, Q, y altura, H, se hace con base en la teoría del ala de sustentación. En cada sección transversal situada a la distancia r del eje se cumple la siguiente relación:

$$C_s\left(\frac{l}{t}\right) = \frac{2gH_{th}\,\frac{C_m}{U}}{W_\infty^2\ sen(\beta_\infty + \lambda)}$$

En la cual

C_s: Coeficiente ascensional del perfil del álabe.

(l/t): Relación entre la longitud del álabe, l, y el paso, t.

C_m: Componente axial de la velocidad absoluta del fluido en el rotor.

U: Velocidad periférica.

W_∞: Velocidad relativa media entre W_1 y W_2.

β_∞: Ángulo medio del álabe entre y β_1 y β_2.

λ: Ángulo de planeo del perfil del álabe.

Para lograr un buen diseño hidráulico, el diámetro del cubo, D_b, debe superar un valor mínimo, el cual se obtiene cuando el ángulo β_2 no excede 45°. Dicho valor es

$$D_b > \frac{60}{2\pi n}\left[C_m + \sqrt{C_m^2 + 4gH_{th}}\right]$$

Procedimiento para el cálculo

Los requerimientos indican los valores del caudal, Q, la altura, H, y la velocidad de rotación, n. A partir de la velocidad específica se suponen los parámetros de construcción y de operación esperados: las eficiencias volumétrica, η_v, e hidráulica, η_h, así como la componente axial, C_m, de la velocidad absoluta en el rotor. Con base en perfiles de álabe conocidos se establece un rango de valores del coeficiente de sustentación, C_s, en función del ángulo de ataque, δ, y el ángulo de planeo, λ.

Se calculan el diámetro del rotor, D_e, el diámetro del cubo, D_b, y la altura teórica, H_{th}.

Se divide el espacio entre el cubo y el extremo del álabe en varias secciones, cada una con un diámetro D. Para cada sección se calculan la velocidad periférica, U, los ángulos β_1, β_2 y β_∞, la velocidad relativa media, W_∞, y los valores requeridos de C_s.

Ejercicio 3-4.3 Cálculo del rotor de una bomba axial

Calcular el rotor de una bomba axial para impulsar 2 m^3/s de agua a una altura de 10 m.

Solución

Dado que la altura es grande, la velocidad específica es relativamente baja, se supone $n_q = 220$. La velocidad de rotación será $n = \frac{n_q H^{0,75}}{\sqrt{Q}} = \frac{220 \cdot 10^{0,75}}{\sqrt{2}} = 875\ rpm.$ Se redondea a n = 900 rpm.

Se asumen los siguientes parámetros:

Rendimiento hidráulico, $\eta_h = 0{,}88$; rendimiento volumétrico, $\eta_v = 0{,}95$; componente axial de la velocidad absoluta, $C_m = 3{,}8$ m/s.

Se calculan los valores de

$H_{th} = H/\eta_h = 10/0{,}88 = 11{,}36$ m/s; $Q_{th} = Q/\eta_v = 2/0{,}95 = 2{,}11$ m^3/s.

Se calcula el diámetro mínimo del cubo:

$$D_b > \frac{60}{2\pi n}\left[C_m + \sqrt{C_m^2 + 4gH_{th}}\right] = \frac{60}{2\pi \cdot 900}\left[3{,}8 + \sqrt{3{,}8^2 + 4 \cdot 9{,}8 \cdot 11{,}36}\right] = 0{,}27\ m.$$

Se pone $D_b = 0{,}3$ m.

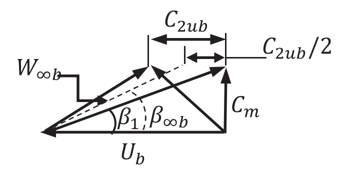
El diámetro del rotor se obtiene de

$$Q_{th} = C_m \cdot \frac{\pi}{4}\,[D_e^2 - D_b^2] \rightarrow 2{,}11 = 3{,}8 \cdot \frac{\pi}{4}\,[D_e^2 - 0{,}3^2].$$

De donde resulta $D_e = 0{,}893$ m.

Se realizan cálculos en varias secciones a lo largo del álabe. Como ejemplo se calcula el coeficiente de sustentación en la base y en el extremo del álabe. Se consideran perfiles cuyo Cs varía con el ángulo de ataque, δ, así: para δ = 0°, $C_s = 0{,}7$; para δ = 6°, $C_s = 1{,}2$. El ángulo de planeo, λ = 1°.

Sección: en la base del álabe, junto al cubo



$$U_b = \frac{\pi\, D_b n}{60} = \frac{\pi \cdot\ 0{,}3 \cdot 900}{60} = 14{,}14\ m/s.$$

$$\beta_1 = tan^{-1}\frac{C_m}{U_b} = tan^{-1}\frac{3{,}8}{14{,}14} = 15°;\ H_{th} = \frac{1}{g}U_b C_{2u} \rightarrow C_{2u} = \frac{9{,}8\ \cdot 11{,}36}{14{,}14} = 7{,}87\ m/s.$$

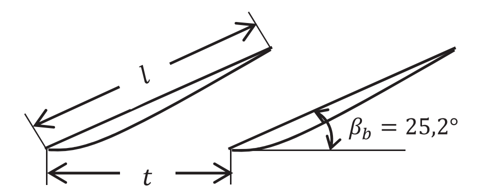
$$W_\infty^2 = C_m^2 + (U - C_{2u}/2)^2 \rightarrow W_{\infty b}^2 = 3{,}8^2 + (14{,}14 - 7{,}87/2)^2 = 118{,}5\frac{m^2}{s^2}.$$

$$W_{\infty b} = 10{,}89\frac{m}{s};\ \beta_{\infty b} = tan^{-1}\frac{C_m}{W_{\infty b}} = tan^{-1}\frac{3{,}8}{10{,}89} = 19{,}2°.$$

Reemplazando valores: $C_s\left(\frac{l}{t}\right) = \frac{2gH_{th}\frac{C_m}{U}}{W_\infty^2\ sen(\beta_\infty+\lambda)} = \frac{2 \cdot 9{,}8 \cdot 11{,}36 \cdot 3{,}8}{14{,}14 \cdot 118{,}5 \cdot sen(19{,}2+1)} = 1{,}46.$

Con δ = 6°, C_s = 1,2 y $\left(\frac{l}{t}\right) = \frac{1{,}46}{1{,}2} = 1{,}22$.

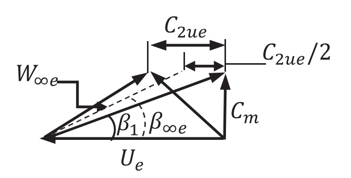
Que junto al cubo la longitud del álabe, *l*, sea mayor que el paso, *t*, significa que puede haber superposición o traslape de los álabes.



El ángulo efectivo en la base del álabe es $\beta_b = \beta_\infty + \delta_b$ = 19,2 + 6 = 25,2°.

Se repite el procedimiento para otras secciones. Por ejemplo, para el extremo del álabe:

Sección: en el extremo del álabe



$$U_e = \frac{\pi\, D_e n}{60} = \frac{\pi \cdot\ 0{,}893 \cdot 900}{60} = 42{,}08\, m/s.$$

$$\beta_1 = tan^{-1}\frac{C_m}{U_e} = tan^{-1}\frac{3{,}8}{42{,}08} = 5{,}2°;\ H_{th} = \frac{1}{g}U_e C_{2u} \rightarrow C_{2u} = \frac{9{,}8\ \cdot 11{,}36}{42{,}08} = 2{,}65\, m/s.$$

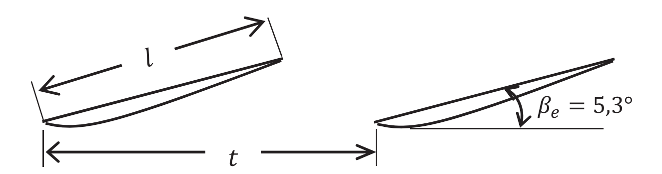
$$W_\infty^2 = C_m^2 + (U - C_{2u}/2)^2 \rightarrow W_{\infty e}^2 = 3{,}8^2 + (42{,}08 - 2{,}65/2)^2 = 1675\frac{m^2}{s^2}.$$

$$W_{\infty e} = 40{,}93\frac{m}{s};\ \beta_{\infty e} = tan^{-1}\frac{C_m}{W_{\infty e}} = tan^{-1}\frac{3{,}8}{40{,}93} = 5{,}3°.$$

Reemplazando valores: $C_s\left(\frac{l}{t}\right) = \frac{2gH_{th}\frac{C_m}{U}}{W_\infty^2\ sen(\beta_\infty+\lambda)} = \frac{2\cdot 9{,}8\cdot 11{,}36\cdot 3{,}8}{42{,}08\cdot 1675\cdot sen(5{,}3+1)} = 0{,}11$.

Con δ = 0°, Cs = 1 y $\left(\frac{l}{t}\right) = \frac{0{,}11}{1} = 0{,}11$.

La longitud del álabe, *l*, es menor que el paso, *t*, por tanto, no hay superposición o traslape de los álabes.



El ángulo efectivo en el extremo del álabe es $\beta_e = \beta_\infty + \delta_b = 5{,}3 + 0 = 5{,}3°$.

Se repite el procedimiento para otras secciones.

4.6 Semejanza de las máquinas de flujo rotodinámicas (turbomáquinas)

- **Condiciones de semejanza**

Dos turbomáquinas son semejantes si

- Son geométricamente semejantes.
- Son cinemáticamente semejantes.

Además, si funcionan en puntos análogos de la curva de operación.

Existe semejanza geométrica cuando las turbomáquinas tienen la misma forma, es decir, los ángulos correspondientes son iguales. Una bomba es semejante a sí misma. La semejanza cinemática se logra si los triángulos de velocidades son semejantes. En puntos análogos de operación, la eficiencia hidráulica debería ser la misma (existen fórmulas de corrección de la eficiencia para funcionamiento semejante).

- **Leyes de semejanza**

Los parámetros geométricos y de operación de las turbomáquinas semejantes se relacionan entre sí mediante las leyes de semejanza, las cuales son múltiples, pero las más importantes son tres:

- El caudal es proporcional a la velocidad de rotación y al diámetro al cubo: $\mathbf{Q \propto nD^3}$.
- La altura es proporcional a la velocidad de rotación al cuadrado y al diámetro al cuadrado: $g\mathbf{H \propto n^2D^2}$.
- La potencia es proporcional a la densidad, a la velocidad al cubo y al diámetro a la quinta potencia: $\mathbf{P \propto \rho n^3D^5}$.

- **Coeficientes y velocidad específica**

A partir de las leyes de semejanza se definen los coeficientes de las turbomáquinas y la velocidad específica:

- Coeficiente de caudal: $C_Q = Q/nD^3$.
- Coeficiente manométrico: $C_H = gH/n^2D^2$.
- Coeficiente de potencia: $C_P = P_{cc} / \rho n^3 D^5$.
- Velocidad específica: $n_q = nQ^{1/2} / H^{3/4}$.

Estos coeficientes y la velocidad específica son iguales para las turbomáquinas semejantes cuando funcionan en puntos análogos de su curva de operación.

Ejercicio 3-4.4 Cálculo de los coeficientes de semejanza

Se sabe que dos bombas (la bomba 1 y la bomba 2) son semejantes y que funcionan en puntos análogos de su curva de operación. Los parámetros geométricos y de operación de la bomba 1 son:

$H_1 = 20$ m

$Q_1 = 40$ l/s $= 0{,}040$ m^3/s

$\rho_1 = 1000$ kg/m^3

$D_1 = 0{,}1$ m

$n_1 = 3550$ rpm

$\eta_1 = 82$ %

Calcular los coeficientes de semejanza y la velocidad específica. Determinar la altura, el caudal y la potencia de la bomba 2 si el diámetro es $D_2 = 0{,}32\ m$ y la velocidad de rotación $n_2 = 1750$ rpm.

Solución

Para la bomba 1, la potencia de accionamiento es

$$P_{acc\,1} = \frac{\gamma Q\, H}{\eta} = \frac{9800 \cdot 0{,}040 \cdot 20}{0{,}82} = 9561\ W = 9{,}56\ kW.$$

Los coeficientes de la bomba 1 y de las bombas semejantes a ella son:

$$C_Q = \frac{Q}{nD^3} = \frac{0{,}040}{3550 \cdot 0{,}1^3} = 0{,}0112676$$

$$C_H = \frac{gH}{n^2D^2} = \frac{9{,}8 \cdot 20}{3550^2 \cdot 0{,}1^2} = 1{,}5552 \ \cdot 10^{-3}$$

$$C_P = \frac{P_{acc}}{\rho n^3 D^5} = \frac{9561}{1000 \cdot 3550^3 \cdot 0{,}1^5} = 2{,}1371 \cdot 10^{-5}$$

$$n_q = \frac{nQ^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{3550 \cdot 0{,}040^{1/2}}{20^{3/4}} = 75{,}07 \, rpm$$

Por tanto, los parámetros de operación de la bomba 2 son:

$$Q_2 \ = \ C_Q n_2 D_2^3 = 0{,}0112676 \cdot 1750 \cdot 0{,}32^3 = 0{,}646 \frac{m^3}{s} = 646 \ \frac{l}{s}$$

$$H_2 = \frac{C_H n_2^2 D_2^2}{g} = \frac{1{,}5552 \cdot 10^{-3} \cdot 1750^2 \cdot 0{,}32^2}{9{,}8} = 49{,}8 \, m$$

$$P_{acc\,2} = C_P \rho n_2^3 D_2^5 = \ 2{,}1371 \cdot 10^{-5} \cdot 1000 \cdot 1750^3 \cdot 0{,}32^5 = 384{,}3 \, kW$$

- **Fórmula de Anderson para corrección de la eficiencia**

La eficiencia de las turbomáquinas semejantes cambia un poco cuando funcionan en puntos análogos. Si una bomba tiene eficiencia η_1 cuando entrega el caudal Q_1, tendrá eficiencia η_2 en un punto análogo donde el caudal es Q_2, relacionadas mediante la fórmula de Anderson:

$$\frac{0{,}94 - \eta_2}{0{,}94 - \eta_1} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^{0{,}32}$$

- **Curva H-Q de una bomba girando a distinta velocidad, n**

Dada una instalación en la cual una bomba que gira a la velocidad n_1 suministra un caudal Q_1, si tanto la curva del sistema como la curva de

la bomba se puedan aproximar por polinomios de segundo grado, es posible estimar mediante las leyes de semejanza la velocidad de rotación n_2 de la bomba requerida para generar un caudal Q_2.

Aproximando la curva de la bomba cuando gira a n_1 rpm por la ecuación $H_1 = H_{1,máx} - aQ_1^2$, y a la curva del sistema de tuberías por la ecuación $H_s = H_{est} + bQ_s^2$, resulta la velocidad de rotación de la bomba para suministrar Q_2 como

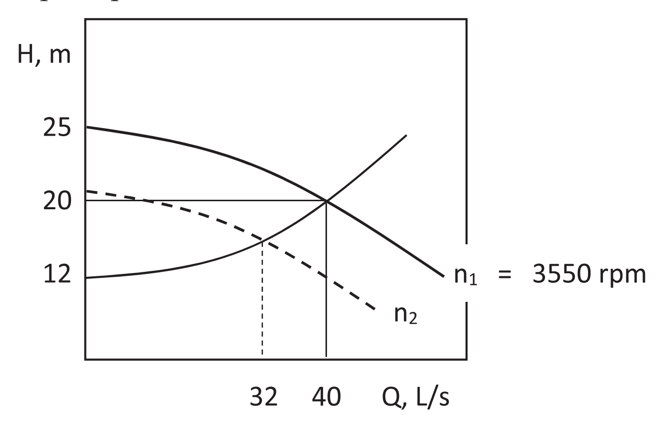
$$n_2 = n_1 \sqrt{\left(\frac{H_{est}}{H_{1,máx}}\right)\left(1 - \frac{Q_2^2}{Q_1^2}\right) + \frac{Q_2^2}{Q_1^2}}$$

Y la velocidad de rotación de la bomba para suministrar H_2 como

$$n_2 = n_1 \sqrt{\left(\frac{H_{est}}{H_{1,máx}}\right)\left(1 - \frac{H_2}{H_1}\right) + \frac{H_2}{H_1}}$$

Ejercicio 3-4.5 Cálculo de la velocidad de la bomba para regular el caudal

La figura muestra las curvas *H-Q* de un sistema de tuberías y de la bomba centrífuga que la alimenta; la bomba gira a 3550 *rpm*, entrega 40 *l/s* a una altura de 20 *m*; la altura máxima de la bomba, para caudal cero, es 25 *m*; la altura estática del sistema es 12 *m*. Determinar la velocidad de la bomba para que el caudal en la instalación sea 32 *l/s*.



Solución

Los parámetros de la instalación son:

$H_{máx} = 25$ m; $H_{est} = 12\ m$; $n_1 = 3550\ rpm$; $Q_1 = 40\ l/s$; $H_1 = 20$ m; Q2 = 32 l/s.

Reemplazando en la ecuación:

$$n_2 = n_1\sqrt{\left(\frac{H_{est}}{H_{1,máx}}\right)\left(1-\frac{Q_2^2}{Q_1^2}\right)+\frac{Q_2^2}{Q_1^2}} = 3550\sqrt{\left(\frac{12}{25}\right)\left(1-\frac{32^2}{40^2}\right)+\frac{32^2}{40^2}} = 3550\cdot 0{,}9 = 3200\ rpm$$

Con las ecuaciones de semejanza se pueden determinar los otros parámetros de funcionamiento. La eficiencia se puede calcular usando la fórmula de Anderson. Si, por ejemplo, la eficiencia para entregar 40 l/s era 82 %, para suministrar 32 l/s será

$$\frac{0{,}94-\eta_2}{0{,}94-\eta_1} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^{0{,}32} \rightarrow \frac{0{,}94-\eta_2}{0{,}94-0{,}82} = \left(\frac{40}{32}\right)^{0{,}32} \therefore\ \eta_2 = 81{,}1\ \%.$$

5. COMPRESORES

5.1 DEFINICIÓN DE COMPRESOR

Los *compresores* son máquinas de flujo que incrementan la energía disponible de un gas aumentando significativamente su presión. El aire y otros gases se usan normalmente a presiones hasta 10 bares, pero se les comprime para el transporte a presiones en el orden de 100 bares usando compresores.

5.2 CLASIFICACIÓN. TIPOS DE COMPRESORES

Los compresores son dinámicos o turbocompresores, que a su vez pueden ser centrífugos o axiales. O de desplazamiento positivo, que pueden ser alternativos (émbolo, pistón) o rotativos (tornillos, paletas, engranajes, de lóbulos, espirales).

Los turbocompresores axiales manejan los caudales más elevados, pero requieren múltiples etapas en serie para aumentar significativamente la presión. Los compresores alternativos están asociados a elevadas

presiones. Los compresores centrífugos de varias etapas manejan caudales y presiones intermedios.

Por lo general se utiliza un tanque de almacenamiento inmediatamente a la salida del compresor. Además de aumentar la capacidad del sistema, el tanque sirve de amortiguador de pulsaciones, sobre todo en compresores alternativos.

5.3 Principio de funcionamiento

El elemento principal de los compresores dinámicos es un rotor provisto de álabes y canales que le imprimen velocidad y presión al fluido, y funcionan de acuerdo con el principio de las turbomáquinas, por tanto la altura teórica, H_{th}, responde a la ley de Euler:

$$H_{th} = \frac{1}{g}(U_2C_{2u} - U_1C_{1u})$$

Donde U es la velocidad periférica del rotor; Cu es la componente de la velocidad absoluta del fluido en el rotor; los subíndices 1 y 2 corresponden al estado del fluido a la entrada y a la salida del rotor, respectivamente.

El rotor está seguido por un difusor que convierte la energía cinética del gas en un aumento adicional de la presión.

Los compresores de desplazamiento positivo funcionan de acuerdo con las máquinas de flujo volumétricas: una porción de gas es atrapada a baja presión en la entrada y desplazada hasta la salida, donde se libera a la presión existente ahí, generalmente, alta presión.

Los compresores de desplazamiento positivo alternativos se componen de un cilindro, un émbolo o pistón de movimiento de vaivén, y de válvulas en los puertos de entrada y salida. En cada período del movimiento del pistón se produce una descarga, por lo cual el flujo es pulsante. La presencia de las válvulas bloquea el flujo cuando la máquina se apaga, pero su apertura y cierre produce ruido.

Los compresores de desplazamiento positivo giratorios se componen de uno o varios rotores que giran en el interior de una carcasa transportando continuamente porciones de fluido desde el puerto de entrada hasta el de salida.

5.4 Curva característica

Las curvas de altura contra caudal de los compresores alternativos son muy empinadas; la presión para caudal cero es muy elevada. Los compresores centrífugos tienen curvas menos empinadas que las de los compresores alternativos. Los compresores axiales tienen curvas muy planas.

5.5 Retroceso o bombeo (*Surge*)

A diferencia de los compresores alternativos, cuyas válvulas impiden el retroceso del gas, los dinámicos, ya sean centrífugos o axiales, al carecer de válvulas, están sujetos al fenómeno conocido como retroceso, bombeo o *surge*, por el cual el flujo retrocede en oleadas a través del compresor cuando la presión de descarga es muy elevada, lo cual produce ruido y vibraciones peligrosas.

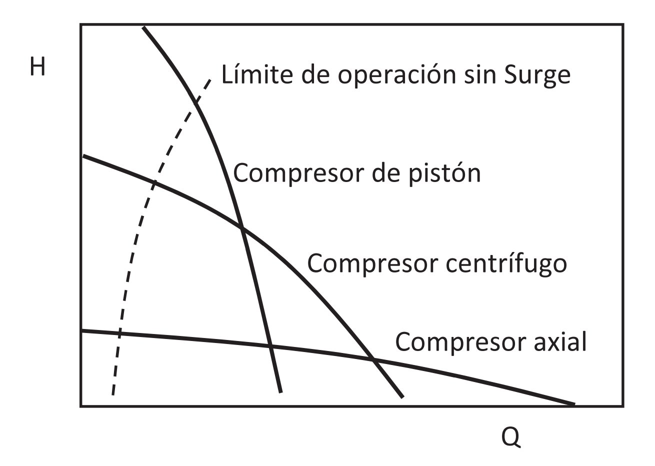


Figura 3-5.1 Formas típicas de las curvas H-Q de compresores comunes

5.6 AUMENTO DE LA PRESIÓN Y DE LA TEMPERATURA EN EL COMPRESOR

La ecuación de la energía desde un punto e a la entrada del compresor hasta un punto s a la salida permite hallar la altura real del compresor:

$$\frac{P_{e\,abs}}{\rho_e g} + Z_e + \frac{V_e^2}{2g} + \frac{c_v T_e}{g} + H - \frac{\dot{q}}{\dot{m} g} = \frac{P_{s\,abs}}{\rho_s g} + Z_s + \frac{V_s^2}{2g} + \frac{c_v T_s}{g}$$

Despreciando los términos de energía cinética y potencial resulta

$$gH = \left(\frac{P_{s\,abs}}{\rho_s} - \frac{P_{e\,abs}}{\rho_e}\right) + (c_v T_s - c_v T_e) + \frac{\dot{q}}{\dot{m}}$$

La expresión anterior indica que el trabajo suministrado por el compresor a la unidad de masa de fluido se utiliza para aumentar la presión, para aumentar la energía interna del gas y para suplir el calor que se transfiere al exterior.

La temperatura a la salida del compresor es mayor que a la entrada: (1) aumenta como consecuencia del proceso de compresión; (2) aumenta debido a la fricción; (3) disminuye debido al calor que se transfiere al exterior en el sistema de refrigeración.

En la medida que aumenta la temperatura del gas aumenta su volumen específico, aumenta la velocidad en las tuberías y las pérdidas, por lo que aumentan los requerimientos de energía para el transporte. También se dificulta la compresión en etapas posteriores. Por tanto, en cada etapa y entre etapas de compresión se procura refrigerar el gas.

5.7 ESTADOS TERMODINÁMICOS ASOCIADOS A LA COMPRESIÓN

En el diagrama T-S de la figura 3-5.2 se representa el proceso 1 - 2 de compresión del gas en el compresor.

- El punto 1 corresponde al estado a la entrada al compresor.
- El punto 2 corresponde al punto de salida del compresor.
- El punto is corresponde a compresión isoentrópica (adiabática reversible).

- El punto ad es el estado correspondiente a compresión adiabática irreversible.

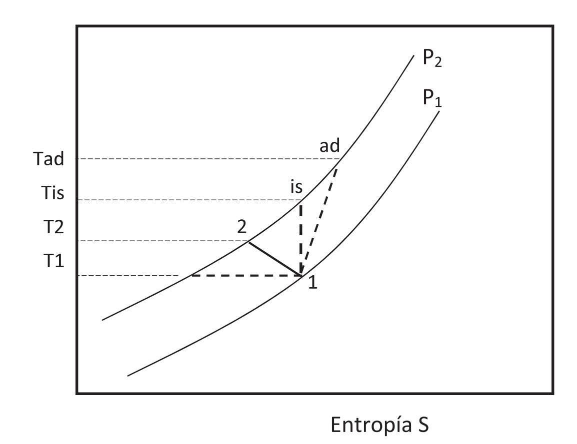


Figura 3-5.2 Proceso de compresión en un diagrama T-S

5.8 ECUACIONES PARA EL CÁLCULO TERMODINÁMICO DE UNA ETAPA DE UN COMPRESOR

El cálculo termodinámico de un compresor se realiza por etapas. La relación de compresión, $r_i = \frac{P_{abs,i,salida}}{P_{abs,i,entrada}}$, de la etapa no debe exceder el máximo permitido: 1,6 para compresores axiales, 4 para centrífugos y 5 para alternativos de émbolo o pistón.

Considerando gas ideal, las ecuaciones para el cálculo son:

Ecuación para la altura isoentrópica gH_{is}:

$$gH_{is} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} RT_1 \left[r^{\frac{-1}{\ }} - 1 \right] = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_1}{\rho_1} \left[r^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right] = c_p T_1 \left[r^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right] = c_p T_1 \left[\frac{T_{is}}{T_1} - 1 \right]$$

Donde r es la relación de compresión: $r = P_{2\,abs}/P_{1\,abs}$, y γ es la relación de calores específicos: $\gamma = c_p / c_v$.

Ecuación para la potencia isoentrópica:

$$\dot{W}_{is} = \dot{m} g H_{is}$$

Ecuación para la temperatura isoentrópica:

$$\frac{T_{is}}{T_1} = \left(\frac{P_{2\,abs}}{P_{1\,abs}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Ecuación para relacionar la eficiencia isoentrópica, η_{is}, la potencia suministrada al $\dot{W}$ flujo y la temperatura adiabática, T_{ad}:

$$\eta_{is} = \frac{\dot{W}_{is}}{\dot{W}} = \frac{T_{is} - T_1}{T_{ad} - T_1}$$

Ecuación para la potencia de accionamiento, $\dot{W}_{acc}$:

$$\dot{W}_{acc} = \frac{\dot{W}}{\eta_{mec}}$$

Ecuación para el calor de refrigeración:

$$\dot{q} = \dot{m}c_p(T_{ad} - T_2)$$

Ejercicio 3-5.1 Cálculo de un compresor

Calcular la potencia de accionamiento y el calor de refrigeración de un compresor del cual se tienen los siguientes datos de operación:

Flujo másico, $\dot{m} = 2\ m^3N/s$ de aire (c_p = 1,02 kJ/kgK; R = 0,287 kJ/kgK, γ = 1,4).

Entrada, P_1 = 100 kPa abs; T_1 = 27 °C = 300 K.

Salida, P_2 = 250 kPa abs; T_2 = 32 °C = 305 K.

Eficiencia isoentrópica, η_{is} = 96 % y eficiencia mecánica, η_{mec} = 98%.

Solución

Altura isoentrópica, gH_{is}, con r = $P_{2\,abs}/P_{1\,abs}$ = 250/100 = 2,5.

$$gH_{is} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} RT_1 \left[r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 287 \cdot 300 \left[2,5^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 90183 \frac{J}{kg} = 90,18\ kJ/kg$$

Potencia isoentrópica:

La densidad correspondiente a condiciones normales es

$$\rho_1 = \frac{P_N}{RT_N} = \frac{100000}{287 \cdot 273} = 1,276 \frac{kg}{m^3}.$$

El flujo másico en unidades del sistema internacional es

$$\dot{m} = \rho_N Q = 1,276 \cdot 2 = 2,55\ kg/s$$

$$\dot{W}_{is} = \dot{m} gH_{is} = 2,55 \cdot 90,18 = 230\ kW.$$

Temperatura isoentrópica:

$$\frac{T_{is}}{T_1} = r^{\frac{k-1}{k}} \rightarrow T_{is} = 300 \cdot 2,5^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 389,8\ K = 116,6\ °C.$$

Potencia suministrada al flujo, $\dot{W}$, y temperatura adiabática, T_{ad}:

$$\eta_{is} = \frac{\dot{W}_{is}}{\dot{W}} \rightarrow \dot{W} = \frac{\dot{W}_{is}}{\eta_{is}} = \frac{230}{0,96} = 239,6\ kW.$$

$\eta_{is} = \frac{T_{is} - T_1}{T_{ad} - T_1}$. Reemplazando valores: $0,96 = \frac{389,8 - 300}{T_{ad} - 300} \rightarrow T_{ad} = 393,5\ K = 120,4\ °C$.

Potencia de accionamiento, $\dot{W}_{acc}$:

$$\dot{W}_{acc} = \frac{\dot{W}}{\eta_{mec}} = \frac{239,6}{0,98} = 244,5\ kW.$$

Calor de refrigeración:

$$\dot{q} = \dot{m} c_p (T_{ad} - T_2) = 2,55 \cdot 1,02 \cdot (120,4 - 32) = 230\ kW.$$

5.9 Presiones intermedias en múltiples etapas

Para un tipo dado de compresor, en la medida que aumenta la relación de compresión total, $r_T = \frac{P_{final}}{P_{inicial}}$, disminuye la eficiencia isoentrópica,

aumenta la temperatura del gas y se dificulta el aumento de la presión. En este caso se debe fraccionar el aumento de la presión instalando unidades, células o etapas de compresión en serie.

El fraccionamiento se hace procurando que la relación de compresión unitaria, r_i, sea igual en cada etapa en serie. Para *n* etapas, $r_i = r_T^{1/n}$.

Ejercicio 3-5.2 Determinación de las presiones intermedias

Se usará un tipo de compresor cuya relación de compresión óptima es 2, para comprimir aire desde $P_{inicial}$ = 1 bar absoluta hasta P_{final} = 12 bar absoluta. Calcular el número de etapas y las presiones intermedias.

Solución

La relación de compresión total es $r_T = \frac{P_{final}}{P_{inicial}} = \frac{12}{1} = 12$.

El número de etapas en serie n se obtiene a partir de $r_i = r_T^{1/n} \rightarrow 2 = 12^{1/n}$. De donde se obtiene n = 3,58, por lo cual el número de etapas serán 4.

La relación de compresión en cada etapa será $r_i = r_T^{1/n} = 12^{1/4} = 1{,}86$.

Las presiones absolutas a la entrada y a la salida de cada etapa serán:

Etapa 1: Pe = 1 bar; Ps = 1,86 bar.

Etapa 2: Pe = 1,86 bar; Ps = 3,46 bar.

Etapa 3: Pe = 3,46 bar; Ps = 6,45 bar.

Etapa 4: Pe = 6,45 bar; Ps = 12 bar.

Después de cada etapa de compresión se debe hacer enfriamiento del gas para disminuir la temperatura. Para el cálculo de cada etapa de compresión y enfriamiento se aplican las ecuaciones de cálculo antes mencionadas.

6. EJERCICIOS PROPUESTOS

Los ejercicios propuestos se pueden situar en diferentes contextos, según se requiera. Las suposiciones que se hagan para resolverlos deben ajustarse a los requerimientos de dicho contexto.

Ejercicio 3-6.1

El diámetro del pistón de una bomba es D = 0,075 *m*; la carrera es L = 0,04 *m*; la velocidad de accionamiento es 1150 *rpm*. La eficiencia volumétrica varía según la presión en la descarga: cuando opera sin presión, η_v = 1; cuando la presión es media, η_v = 0,97, y cuando vence la presión nominal es η_v = 0,95. Calcular el caudal efectivo en cada caso.

Ejercicio 3-6.2

Estimar el caudal y la altura que entrega una bomba centrífuga cuyo rotor tiene las dimensiones siguientes: D_1 = 0,15 *m*; b_1 = 50 *mm*; β1 = 22°; D_2 = 0,40 *m*; b_2 = 20 mm; β_2 = 18°. El rotor gira a 3550 *rpm*.

Ejercicio 3-6.3

Estimar el caudal y la altura que entrega un ventilador centrífugo cuyo rotor tiene las dimensiones siguientes: D_1 = 0,35 *m*; b_1 = 50 *mm*; β1 = 22°; D_2 = 0,45 *m*; b_2 = 48 *mm*; β_2 = 112°. El rotor gira a 1150 *rpm*.

Ejercicio 3-6.4

Calcular el rotor de una bomba axial para impulsar 1,2 m^3/s de agua a una altura de 15 m.

Ejercicio 3-6.5

Una instalación de bombeo está formada por el depósito de aspiración, abierto a la atmósfera a 1 bar de presión absoluta; la tubería de aspiración es de 4 pulgadas nominal de acero comercial, cédula 40, 20 m de longitud, accesorios con constantes que suman ΣK_{acc} = 10. El caudal máximo que se debe bombear en la instalación es 15 l/s de agua a 70°C.

La capacidad de aspiración de la bomba se puede aproximar mediante la ecuación

$$\text{NPSH}r = 4 + 7770Q^2$$

Donde el NPSHr resulta en metros si el caudal, *Q*, está dado en *m3/s*. Calcular la elevación máxima a que se puede instalar la bomba con respecto al nivel del agua en el depósito.

Ejercicio 3-6.6

Elaborar una tabla y graficar el NPSH de una instalación en función del caudal, dada la siguiente información. Fluido por bombear, agua a 75 °C. Depósito de aspiración abierto a la atmósfera a 0,8 bar de presión absoluta. Tubería de aspiración de 6 pulgadas nominal de acero comercial, cédula 40, 24 *m* de longitud, accesorios con constantes que suman $\Sigma K_{acc} = 8$.

Ejercicio 3-6.7

Se sabe que las bombas 1 y 2 son semejantes y que funcionan en puntos análogos de su curva de operación. Los parámetros geométricos y de operación de la bomba 1 son:

$H_1 = 60\ m$

$Q_1 = 20\ l/s$

$\rho_1 = 997\ kg/m^3$

$D_1 = 0{,}2\ m$

$n_1 = 3550\ rpm$

$\eta_1 = 82\ \%$

Ejercicio 3-6.8

Un ventilador centrífugo impulsa 12 *m3/s* de aire a 80 °C con una altura equivalente a 0,18 *m* columna de agua, girando a 1150 *rpm*. Calcular el caudal, la altura equivalente y la variación porcentual en la potencia

cuando impulsa aire a 15 °C girando a 1000 *rpm*. En ambos casos funciona en puntos análogos de la curva de operación.

Ejercicio 3-6.9

La curva característica *H-Q* de una bomba girando a 3550 *rpm* está representada por la ecuación $H = 24 - 30000Q^2$, donde *H* resulta en metros si *Q* está en *m3/s*. Halle la ecuación de la curva *H-Q* de esta bomba girando a 1750 *rpm*.

Ejercicio 3-6.10

La curva *H-Q* de una tubería se puede representar por la ecuación $H = 8 - 10000Q^2$, donde *H* resulta en metros si *Q* está en m^3/s. Si en esta tubería se instala la bomba referida en el ejercicio 3-6.9, calcular el caudal cuando la bomba gira a 3550 *rpm* y a 1150 *rpm*.

Ejercicio 3-6.11

Calcular la velocidad a que debe girar la bomba del ejercicio 3-6.9 instalada en la tubería del ejercicio 3-6.10 para que el caudal sea 0,018 *m3/s*.

Ejercicio 3-6.12

Si la eficiencia de la bomba funcionando en las condiciones descritas en el ejercicio 3-6.11 es 78 %, estimar la eficiencia en cada una de las condiciones descritas en el ejercicio 3-6.10.

Ejercicio 3-6.13

Calcular la potencia de accionamiento y el calor de refrigeración de un compresor del cual se tienen los siguientes datos de operación:

Flujo másico, $\dot{m} = 1{,}2\ m^2N/s$ de aire.

Entrada, P_1 = 100 kPa abs; T_1 = 27 °C = 300 K.

Salida, P_2 = 300 kPa abs; T_2 = 32 °C = 305 K.

Eficiencia isoentrópica, η_{is} = 96 % y eficiencia mecánica, η_{mec} = 98%.

Ejercicio 3-6.14

Calcular la potencia de accionamiento y el calor de refrigeración de un compresor del cual se tienen los siguientes datos de operación:

Flujo másico, $\dot{m} = 4\ m^2N/s$ de gas natural.

Entrada, P_1 = 100 kPa abs; T_1 = 27 °C = 300 K.

Salida, P_2 = 750 kPa abs; T_2 = 27 °C = 300 K.

Eficiencia isoentrópica, η_{is} = 96 % y eficiencia mecánica, η_{mec} = 98 %.

Ejercicio 3-6.15

Un ventilador que tiene un rotor de 640 mm de diámetro suministra 10 m^3/s de gas de densidad 1,12 kg/m^3 contra una presión total equivalente a 160 *mm* de agua, girando a 900 rpm. Si el diámetro del rotor se reduce a 630 *mm* y la velocidad de rotación se incrementa a 990 *rpm*, y si además el ventilador impulsa en condiciones análogas un gas de densidad 1,32 m^3/s, calcule el incremento porcentual del caudal, de la presión total, de la potencia y del par.

Ejercicio 3-6.16

El rotor de una bomba centrífuga tiene las siguientes características: D1 = 0,1*m*; b1 = 0,04 *m*; β1 = 20°; entrada radial; β2 = 24°; D2 = 0,2 *m*; b2 = 0,02 *m*. Velocidad de rotación 1150 *rpm*. Calcule: (a) las velocidades C1, C2u; (b) el caudal de diseño; (c) la altura teórica.

Ejercicio 3-6.17

En una instalación de bombeo se tienen las siguientes características: presión atmosférica, 101000 Pa. Fluido: agua en condiciones ambientales. Tubería lisa de 150 *mm* de diámetro interior, 12 metros de longitud; una válvula de pie; una reducción excéntrica; un codo. Ahí se instalará una bomba con un NPSH requerido de 4 m. Calcule la altura máxima a la que se debe instalar la bomba para que suministre 24 litros por segundo de agua sin cavitación.

Ejercicio 3-6.18

Una bomba centrífuga tiene las siguientes características: D = 0,25 m; n = 3500 rpm; H = 100 m; Q = 140 m^3/h. En estas condiciones su NPSH = 5 m. Calcule el caudal y el NPSH de esta bomba cuando opera en condiciones semejantes con D = 0,2 m y n = 2920 rpm.

REFERENCIAS

P. Chambadal, *Los compresores,* Manual técnico 37. Barcelona: Labor, 1973.

N. Durango, A. Bula, R. Quintero y L. Donado, "Modelo matemático para secador de alimentos de flujo radial". *Ingeniería y Desarrollo*, n° 15, pp. 1 - 8, 2004.

N. Durango, A. Bula, H. Quintero y O. Ferrans, "Construcción de un modelo de secador de yuca, en medio poroso, usando flujo radial de aire caliente". *Ingeniería y Desarroll*o, n°15, pp. 9 - 30, 2004.

Fuchslocher-Schulz, *Bombas*. Barcelona: Labor, 1964.

R. Greene, *Compresores, selección, uso y mantenimiento.* México: McGraw-Hill, 1995.

C. Mataix, *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. México: Alfaomega Oxford, 1982.

K. McNaughton, *Bombas, selección y mantenimiento.* México: McGraw-Hill, 1992.

F. Osorio, A. Bula y N. Durango, "Diseño de una hélice supercavitante". *Ship Science and Technology,* n° 1, pp 7-15, 2007.

V. Streeter, E. Wylie, and K. Bedford, *Mecánica de fluidos,* 9ª ed. Bogotá: McGraw-Hill, 2015.

R. Warring, *Selección de bombas, Sistemas y aplicaciones.* Barcelona: Labor, 1977.

CAPÍTULO 4

Válvulas de control

Las válvulas estudiadas en este capítulo se utilizan para variar el flujo en una instalación, en un rango de caudal preestablecido.

Las *válvulas* son elementos finales de control, diseñadas para que el flujo varíe de manera prevista cuando se varía la posición del obturador.

1. CAPACIDAD DE LA VÁLVULA

El caudal de fluido, Q, a través de una válvula es proporcional a $\sqrt{\Delta P/S}$, y es función del grado de apertura, x, de la válvula: $Q(x) = f(x)\sqrt{\Delta P/S}$.

S es la gravedad específica del fluido.

La relación funcional entre el caudal a través de la válvula y su grado de apertura se especifica mediante el coeficiente K_v, el cual se define como el caudal de agua en m^3/h que al pasar por la válvula con apertura x produce una caída de presión de 1 *bar*. Las unidades de K_v son $m^3 \cdot h^{-1} \cdot bar^{-1/2}$.

De esta manera, en la ecuación anterior $f(x) = K_v(x)$, por tanto:

$$Q(x) = K_v(x)\sqrt{\Delta P/S} \quad \textbf{(4-1.1)}$$

Donde $Q(x)$ está en m^3h^{-1} y ΔP en *bar*. El valor de $K_v(x)$ varía con x de acuerdo con el diseño del obturador de la válvula. El grado de apertura es una fracción: $0 \leq x \leq 1$.

Para la válvula totalmente abierta $x = 1$, $K_v = K_{v,máx}$. Se puede demostrar que el coeficiente de capacidad, $K_{v,máx,}$ se relaciona con la constante de pérdidas de la válvula o coeficiente de resistencia, K_{vcc}, mediante la relación

$$K_{acc} = \frac{1{,}6 \cdot 10^9 \cdot d^4}{K_{v,máx}^2} \quad \textbf{(4-1.2)}$$

Donde d es el diámetro nominal en metros; $1{,}6 \cdot 10^9$ es una constante que tiene en cuenta la conversión de unidades.

En el sistema inglés, la válvula se dimensiona mediante el coeficiente C_v, el cual se define como el caudal de agua en galones USA por minuto que al pasar por la válvula produce una caída de presión de 1 *psi*. Las unidades de C_v son GPM · psi$^{-1/2}$.

$$K_v = (0{,}865) = (C_v) \quad \textbf{(4-1.3)}$$

La figura 4-1.1 representa la variación del caudal $Q(x)$ en función de $\sqrt{\Delta P/S}$ para diferentes grados de apertura x. En la gráfica, K_{vx} es la pendiente de la línea de apertura x.

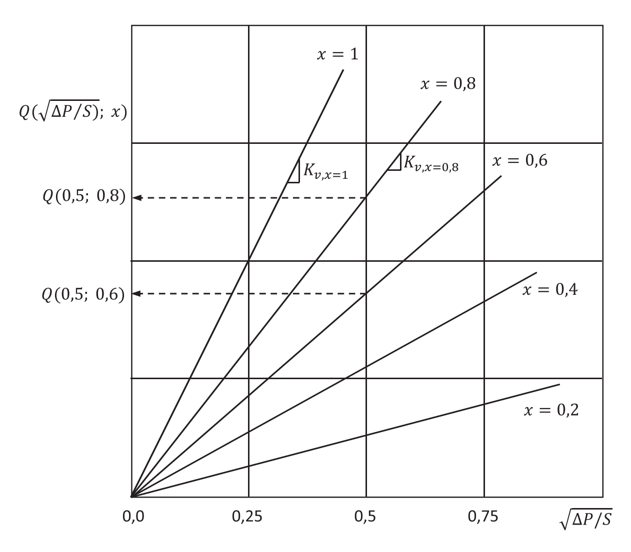


Figura 4-1.1 Variación del caudal, Q, en función de $\sqrt{\Delta P/S}$ y de la apertura x

Ejercicio 4-1.1 Relación del coeficiente de capacidad con el de resistencia

Calcular el coeficiente $K_{v.máx}$ para una válvula de 2 pulgadas cuyo K_{vcc} = 4.

Solución: se reemplazan los datos en la ecuación 4-1.2.

$$K_{acc} = \frac{1{,}6 \cdot 10^9 \cdot D^4}{K_{v,máx}^2} \rightarrow 4 = \frac{1{,}6 \cdot 10^9 \cdot 0{,}05^4}{K_{v,máx}^2} \rightarrow K_{v,máx} = 50\ m^3 \cdot h^{-1} \cdot bar^{-1/2}$$

2. CURVA DE CAUDAL INHERENTE

La *curva de caudal inherente* es la relación entre la variación porcentual del caudal y la variación de la posición del obturador, manteniendo constante la caída de presión a través de la válvula. De acuerdo con la forma de la curva de caudal inherente, las válvulas de control de flujo pueden ser de apertura rápida, lineales o isoporcentuales, las cuales se muestran en la figura 4-2.1.

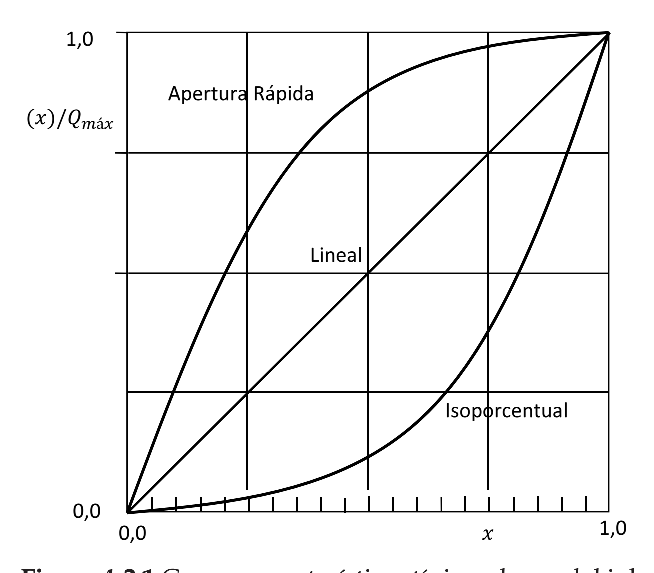


Figura 4-2.1 Curvas características típicas de caudal inherente

2.1 VÁLVULA LINEAL

En una válvula lineal, con caída de presión, Δp, constante, el caudal es directamente proporcional a la apertura del obturador, x, esto es, $Q(x) = cx$.

Para $x = 1$, $Q(x) = Q_{máx}$, entonces $c = Q_{máx}$, por tanto,

$$Q(x) = xQ_{máx} = x \cdot K_{v,máx}\sqrt{\frac{\Delta P}{S}}.$$

$$Q(x) = K_v(x)\sqrt{\frac{\Delta P}{S}} = x \cdot K_{v,máx}\sqrt{\frac{\Delta P}{S}}$$

$$K_v(x) = xK_{v.máx} \quad \textbf{(4-2.1)}$$

Ejercicio 4-2.1 Válvula lineal

Una válvula lineal de 2 pulgadas de diámetro tiene $K_{v.máx} = 50\, m^3 \cdot h^{-1} \cdot bar^{-1/2}$. Hallar el caudal en litros por minuto de aceite, S = 0.89, que con 30 % de apertura produce un ΔP = 2 kPa.

Solución

Dado que es lineal, $K_v(x) = xK_{v.máx} = 0{,}3 \cdot 50 = 15\, m^3 \cdot h^{-1} \cdot bar^{-1/2}$.

$$Q(x) = K_v(x)\sqrt{\frac{\Delta P}{S}} = 15\sqrt{\frac{2/100}{0{,}89}} = 2{,}25\,\frac{m^3}{h} = 37{,}5\,\frac{l}{min}.$$

2.2 VÁLVULA ISOPORCENTUAL

En una válvula isoporcentual, con caída de presión constante, la variación del caudal con respecto a la apertura del obturador, x, es proporcional al caudal: $\frac{dQ(x)}{dx} = kQ(x)$.

Esta ecuación es válida entre el valor mínimo y el valor máximo del caudal que puede controlar la válvula: $Q_{mím}$ y $Q_{máx}$, correspondientes a las posiciones $x = 0$ y $x = 1$ del obturador.

Al separar variables e integrar se obtiene

$$\int_{Q_{mín}}^{Q_{máx}} \frac{dQ(x)}{Q(x)} = k\int_0^1 dx \rightarrow ln\left(\frac{Q_{máx}}{Q_{mín}}\right) = ln(R) = k.$$

Donde el **campo de control,** $\boldsymbol{R} = \frac{Q_{máx}}{Q_{mín}}$, toma los valores comerciales 25, 30, 50, 100.

$$\int_{Q_{mín}}^{Q_x} \frac{dQ(x)}{Q(x)} = k\int_0^x dx \rightarrow ln\left(\frac{Q(x)}{Q_{mín}}\right) = ln\left(\frac{Q(x)}{Q_{mín}}\right) = kx = xln(R) = ln(R^x).$$

$$\frac{Q(x)}{Q_{mín}} = R^x \rightarrow \frac{Q(x)R}{Q_{máx}} = R^x \rightarrow Q(x) = Q_{máx}R^{x-1}$$

Reemplazando:

$$Q(x) = K_v(x)\sqrt{\frac{\Delta p}{S}} \text{ y } Q_{máx} = K_{v,máx}\sqrt{\frac{\Delta p}{S}} \rightarrow K_v(x)\sqrt{\frac{\Delta p}{S}} = K_{v,máx}\sqrt{\frac{\Delta p}{S}}R^{1-x}.$$

Eliminando $\sqrt{\frac{\Delta p}{S}}$ se obtiene

$$Q(x) = R^{x-1}Q_{máx} = R^{x-1}K_{v,máx}\sqrt{\frac{\Delta p}{S}}$$

$$K_v(x) = R^{x-1}\, K_{v.máx} \quad \textbf{(4-2.2)}$$

Ejercicio 4-2.2 Válvula isoporcentual

Una válvula isoporcentual con $R = 25$, de 2 pulgadas de diámetro, tiene $K_{v.máx} = 50\ m^3 \cdot h^{-4} \cdot bar^{-1/2}$. Hallar el caudal en litros por minuto de aceite, S = 0.89, que con 30 % de apertura produce un ΔP = 2 kPa.

Solución

Dado que es isoporcentual,

$K_v(x) = R^{x-1}K_{v,máx} = 25^{0,3-1} \cdot 50 = 5{,}25\, m^3 \cdot h^{-1} \cdot bar^{-1/2}$.

Por tanto, $Q(x) = K_v(x)\sqrt{\frac{\Delta P}{S}} = 5{,}25\sqrt{\frac{2/\,100}{0{,}89}} = 0{,}787\,\frac{m^3}{h} = 13{,}12\,\frac{l}{min}$.

3. CURVA DE CAUDAL EFECTIVA

La curva de caudal inherente de una válvula se obtiene en un banco de ensayos, registrando el caudal que pasa para diferentes aperturas, manteniendo en 1 bar la caída de presión. Sin embargo, dependiendo de la instalación, la caída de presión en la válvula varía durante el proceso de regulación. En esta circunstancia, la válvula se comporta de acuerdo con la curva de caudal efectiva, la cual se puede elaborar a partir de la curva característica de la instalación y de la curva de caudal inherente de la válvula.

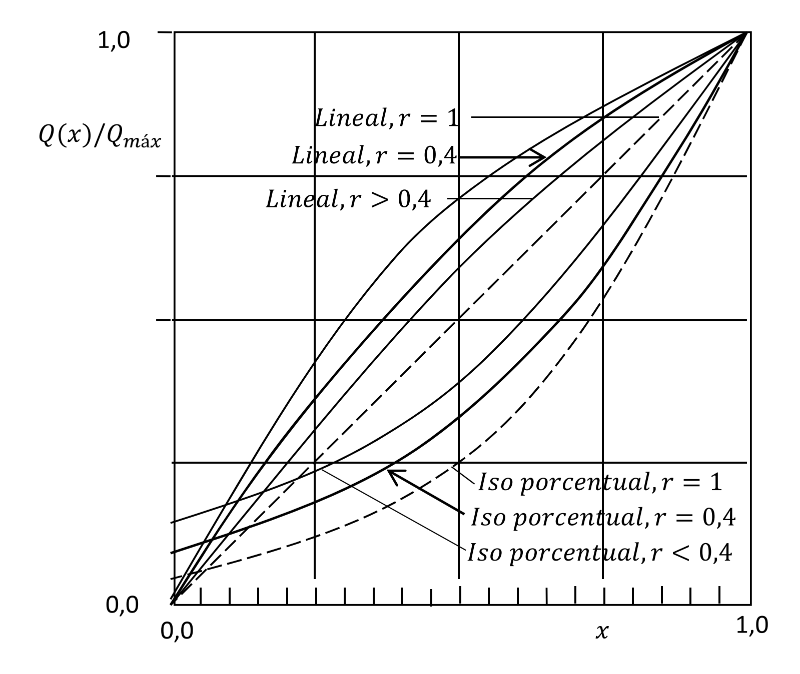


Figura 4-3.1 Curva de caudal efectiva; $r = \frac{h_v}{h_{tubería}}$

La curva de caudal efectiva se muestra en la figura 4-3.1. El parámetro r es la relación entre la pérdida de carga en la válvula completamente abierta y la pérdida de carga total en la tubería: $r = \frac{h_v}{h_{tubería}}$. Las válvulas lineales se aproximan al comportamiento lineal para $r > 0{,}4$, es decir,

son apropiadas en tuberías cortas. Las válvulas isoporcentuales se alejan del comportamiento lineal para $r < 0{,}4$, es decir, son apropiadas en tuberías largas.

3.1 PROCEDIMIENTO PARA EL TRAZADO DE LA CURVA EFECTIVA DE UNA VÁLVULA INSTALADA

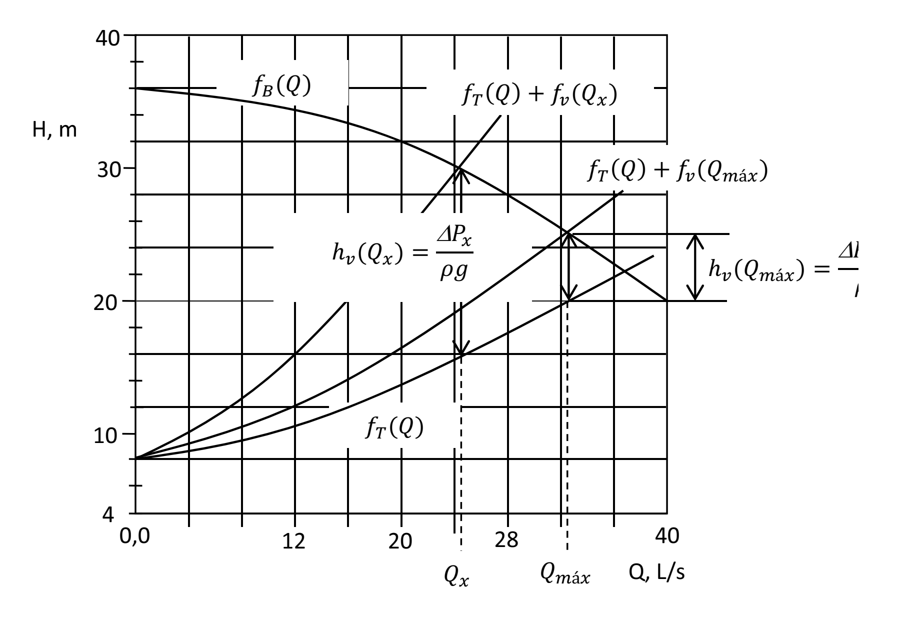
Se puede trazar la curva efectiva de una válvula situada en una instalación de transporte de fluido formada por una máquina de flujo y la tubería.

De la instalación se conocen las curvas de altura contra caudal: $H_B = f_B(Q)$, de la bomba, y $H_T = f_r(Q)$ de la tubería, así como la curva característica de caudal inherente de la válvula: $\frac{Q(x)}{Q_{máx}} = \frac{K_v}{K_{v,máx}} = g_v(x)$.

Se puede obtener la curva de caudal efectiva de una válvula (figura 4-3.2) usando el siguiente procedimiento:

1. Conocido el valor de $K_{v.máx}$ se construye la curva $f_v(Q) = h_V = \frac{\Delta P}{\rho g} = \frac{Q^2}{K_{v,máx}^2 \rho_W g}$ de la válvula totalmente abierta; se suma $f_T(Q)$ con $f_v(Q)$. La intersección de esta suma con f_B identifica al punto P correspondiente al caudal máximo en el sistema y a la caída de presión mínima en la válvula, $Q_{máx}$ y $\Delta P_{v.mín}$, respectivamente.
2. Para un caudal $Q(x)$, menor que $Q_{máx,}$ se halla $f_v(Q_x) = f_B(Q_x) - f_T(Q_x)$, a partir del cual se determina la caída de presión $\Delta P_x = \rho g f_v(Q_x)$ en la válvula con apertura parcial x. Se calcula el coeficiente correspondiente, $K_v = \frac{Q(x)}{\sqrt{\Delta P_x / S}}$.
3. Con este valor de K_v se calcula el caudal Q_z que pasaría por la válvula con apertura x y caída de presión $\Delta P_{mín}$, es decir, $Q_z = Q(x) = K_v \sqrt{\Delta P_{mín}/S}$.
4. Tanto $Q_z = Q(x)$ como $Q_{máx}$ refieren a la misma caída de presión pero con diferentes aperturas, por tanto, se ingresa a la característica de caudal inherente con $Q_z \,/\, Q_{máx} = K_v \,/ K_{v.máx}$ y se determina la apertura x. (Si la válvula es lineal o isoporcentual, se puede usar aquí la correspondiente ecuación 4-2.1 o 4-2.2).
5. En una tabla se consignan los valores de $Q(x) \,/\, Q_{máx}$ y de x hallados en el paso anterior.

6. Se repite el procedimiento a partir del paso 2 para otro caudal. Con los datos de la tabla se construye la característica de caudal efectivo $Q(x)/Q_{máx}$ vs. *x*.



$f_B(Q)$: Curva H-Q de la bomba
$f_T(Q)$: Curva H-Q de la tubería sin la válvula
$f_T(Q) + f_v(Q_{máx})$: Curva H-Q de la tubería más la válvula totalmente abierta
$f_T(Q) + f_v(Q_x)$: Curva H-Q de la tubería más la válvula parcialmente abierta

Figura 4-3.2 Curvas de la bomba, de la tubería sin la válvula y de la tubería con la válvula

Con la curva característica efectiva construida se puede obtener el caudal en la instalación para cualquier apertura de la válvula.

3.2 PROCEDIMIENTO PARA EL TRAZADO DE LA CURVA H-Q DE UNA TUBERÍA PROVISTA DE UNA VÁLVULA DE CONTROL LINEAL O ISOPORCENTUAL

Para trazar la curva H-Q de una tubería que tiene una válvula lineal o isoporcentual con apertura *x* (línea punteada en la figura 4-4.1) se dan valores al caudal y se calcula la pérdida en la tubería y accesorios teniendo en cuenta que la constante de la válvula como accesorio, $K_{acc.x}$, depende tanto de la apertura *x* que posea como de su coeficiente de resistencia totalmente abierta, K_{acc}.

Válvula lineal: $K_{acc.x} = K_{acc} / x^2$

Válvula isoporcentual: $K_{acc.x} = K_{acc} \cdot R^{2(1-x)}$

El coeficiente de resistencia, K_{acc}, se determina del coeficiente de capacidad de la válvula a partir de la ecuación 4-1.2: $K_{acc} = \frac{1{,}6 \cdot 10^9 \cdot d^4}{K_{v,máx}^2}$.

4. SELECCIÓN DEL TAMAÑO DE LA VÁLVULA

Para seleccionar la válvula adecuada se parte de la premisa de que el sistema que transporta el flujo manipulado se adapta al caudal requerido por el sistema de control. Esto significa que la intersección de la curva de la máquina de flujo con la curva característica de la tubería, sin incluir la válvula de control, se presenta en un caudal Q_P, suficientemente mayor que el caudal máximo Q_M requerido por el sistema de control. La válvula proporciona la caída de presión, ΔP, necesaria para igualar dichos caudales.

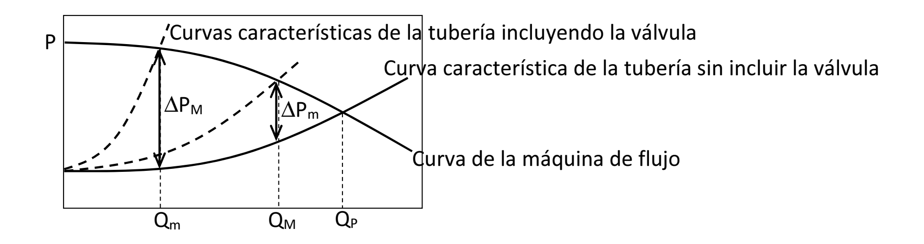


Figura 4-4.1 El caudal máximo requerido, Q_M es menor que el caudal máximo posible, Q_P

La selección del tipo y tamaño de la válvula de control se realiza siguiendo un procedimiento estandarizado (IEC, ANSI/ISA) para lograr el caudal requerido y evitar que se presenten los fenómenos de evaporación, cavitación y flujo estrangulado (*chocked flow*), que dificultan el control y que se presentan generalmente cuando el caudal o la caída de presión en la válvula son máximos.

En situaciones como las mostradas en la figura 4-4.1, la válvula opera con caudal máximo, Q_M, cuando la caída de presión es mínima, ΔP_m, y viceversa. La correcta selección de la válvula exige revisar ambas condiciones críticas.

4.1 PROCEDIMIENTO PARA SELECCIONAR UNA VÁLVULA PARA LÍQUIDOS

1. Especificar las variables necesarias para seleccionar el tamaño de la válvula: diseño, Q o $\dot{m}$, P_1, P_2 o ΔP, $S = \frac{\rho_{líqido}}{\rho_w}$, P_v, P_c, ν.

La ecuación para cuando la válvula maneja un líquido es

$$C_v = \frac{Q}{N_1 \cdot F_P}\sqrt{\frac{S}{\Delta P}} = \frac{\dot{m}}{N_6 F_P \sqrt{(P_1 - P_2)\rho}} \quad \textbf{(4-4.1)}$$

2. En la tabla $A1$ determinar N_1 si se conoce Q, o N_6 si se conoce, $\dot{m}$ de acuerdo con el sistema de unidades utilizado.

Se hace un cálculo preliminar de C_v suponiendo un valor razonable de F_P.

3. Calcular el factor geométrico de la tubería, F_P, que tiene en cuenta los accesorios que conectan la válvula a la tubería:

$$F_P = \left[1 + \frac{\Sigma K}{N_2}\left(\frac{C_{v,máx}}{d^2}\right)^2\right]^{-1/2} \quad \textbf{(4-4.2)}$$

En la tabla A1 se determina N_2 según el sistema de unidades utilizado; d es el diámetro nominal de la válvula; ΣK es la suma de los coeficientes de pérdidas de los accesorios que conectan la válvula a la tubería, incluyendo la altura dinámica a la entrada y a la salida, con sus signos:

$$\Sigma K = 0{,}5\left[1 - \frac{d^2}{D_1^2}\right]^2 + 1{,}0\left[1 - \frac{d^2}{D_2^2}\right]^2 + \left[1 - \left(\frac{d}{D_1}\right)^4\right] - \left[1 - \left(\frac{d}{D_2}\right)^4\right] \quad \textbf{(4-4.3)}$$

D_1 es el diámetro interior de la tubería antes de la válvula; D_2 es el diámetro interior de la tubería después de la válvula. Si la válvula se conecta a la tubería sin accesorios, $F_P = 1$.

4. Determinar los valores límite del caudal y de la caída de presión en la válvula.

   (a) El caudal máximo que puede manejar la válvula sin tener flujo estrangulado es

$$Q_{máx} = N_1 \cdot \frac{F_{LP}}{F_P} \cdot C_v \sqrt{\frac{P_1 - F_F P_v}{S}} \quad \textbf{(4-4.4)}$$

Calcular el factor de relación de la presión del líquido con la presión crítica:

$$F_F = 0{,}96 - 0{,}28\sqrt{P_v / P_c} \quad \textbf{(4-4.5)}$$

De acuerdo con el tipo de válvula por utilizar, determinar el coeficiente de recuperación de la presión en la válvula F_L, en la tabla A2, A3 o A4.

Calcular el factor combinado de recuperación de la presión en la válvula y en las conexiones:

$$F_{LP} = \left[\frac{K_i}{N_2}\left(\frac{C_v}{d^2}\right)^2 + \frac{1}{F_L^2}\right]^{-1/2} \quad \textbf{(4-4.6)}$$

$$K_i = 0{,}5\left[1 - \frac{d^2}{D_1^2}\right]^2 + \left[1 - \left(\frac{d}{D_1}\right)^4\right] \quad \textbf{(4-4.7)}$$

Si la válvula se conecta a la tubería sin accesorios, $K_i = 0$; $F_P = 1$, por tanto: $\frac{F_{LP}}{F_P} = F_L$.

El caudal de la válvula no puede ser mayor que el caudal máximo. De ser así, se debe optar por otra válvula con mayor C_v.

(b) Caída de presión máxima en la válvula, $\Delta P_{máx}$:

$$\Delta P_{máx} = \left(\frac{F_{LP}}{F_P}\right)^2 (P_1 - F_F P_v). \quad \textbf{(4-4.8)}$$

Si la válvula se conecta a la tubería sin accesorios $\left(\frac{F_{LP}}{F_P}\right)^2 = F_L^2$.

Se presenta flujo estrangulado si $\Delta P_{mín} < P_1 - P_2$. En tal caso, el caudal máximo se obtiene reemplazando ΔP por $\Delta P_{máx}$; si la válvula no es apropiada, se repite el procedimiento llevado hasta aquí con una válvula de más capacidad, es decir, con mayor C_v.

5. Calcular el coeficiente de la válvula para líquidos:

$$C_v = \frac{Q}{N_1 \cdot F_P}\sqrt{\frac{S}{\Delta P}} = \frac{\dot{m}}{N_6 F_P \sqrt{(P_1 - P_2)\rho}} \quad \textbf{(4-4.1)}$$

Recalcular los valores de F_P, F_{LP} y C_v.

6. Seleccionar la válvula en la tabla de coeficientes A2, A3 o A4 a partir del C_v calculado.

Ejemplo

Seleccionar una válvula de control de globo, lineal, para regular 70 l/s de agua que se toman de una tubería de 6 pulgadas a 2 bar de presión manométrica y se descargan a presión atmosférica.

1. Especificaciones: válvula lineal de globo; $Q = 0{,}070\ m^3/s = 252\ \text{m}^3/\text{h}$; $P_1 = 2\ bar$; $P_2 = 0\ bar$; $\Delta P = 2\ bar$, $S = 1$; $P_v = 4500\ Pa = 0{,}045\ bar$; $P_c = 221\ bar$; $\nu = 0{,}8\ cSt$.

2. Q, m^3/h; P, bar. De la tabla A1 se determina $N_1 = 0{,}865$.

   Se estima C_v; sea $F_P = 0{,}9$: $C_v = \frac{Q}{N_1 \cdot F_P}\sqrt{\frac{S}{\Delta P}} = \frac{252}{0{,}865 \cdot 0{,}9}\sqrt{\frac{1}{2}} = 229.$

3. Factor geométrico de la tubería: $F_P = \left[1 + \frac{\Sigma K}{N_2}\left(\frac{C_{v,máx}}{d^2}\right)^2\right]^{-1/2}$

En la tabla A4 para válvula lineal de globo de 4 pulgadas: d = 100 mm; C_v = 236; F_L = 0.82; X_T = 0,69; F_D = 0.28.

De la tabla A1 se determina N_2 = 0,00214.

$$\Sigma K = 0{,}5\left[1-\frac{d^2}{D_1^2}\right]^2 + 1{,}0\left[1-\frac{d^2}{D_2^2}\right]^2 + \left[1-\left(\frac{d}{D_1}\right)^4\right] - \left[1-\left(\frac{d}{D_2}\right)^4\right] = 1{,}5\left[1-\frac{4^2}{6^2}\right]^2 = 0{,}46$$

Reemplazando:

$$F_P = \left[1+\frac{\Sigma K}{N_2}\left(\frac{C_{v,máx}}{d^2}\right)^2\right]^{-1/2} = \left[1+\frac{0{,}463}{0{,}00214}\left(\frac{236}{100^2}\right)^2\right]^{-1/2} = 0{,}945.$$

4. Determinar los valores límite del caudal y de la caída de presión en la válvula.

(a) Caudal máximo, $Q_{máx}$:

$$Q_{máx} = N_1 \cdot \frac{F_{LP}}{F_P} \cdot C_v \sqrt{\frac{P_1 - F_F P_v}{S}}$$

De la tabla A1 se determina N_1 = 0,865.

El factor de relación de presión crítica del líquido es

$$K_i = 0{,}5\left[1-\frac{d^2}{D_1^2}\right]^2 + \left[1-\left(\frac{d}{D_1}\right)^4\right] = 0{,}5\left[1-\frac{4^2}{6^2}\right]^2 + \left[1-\left(\frac{4}{6}\right)^4\right] = 0{,}96.$$

Factor de recuperación de la presión en la válvula y en sus accesorios:

$$K_i = 0{,}5\left[1-\frac{d^2}{D_1^2}\right]^2 + \left[1-\left(\frac{d}{D_1}\right)^4\right] = 0{,}5\left[1-\frac{4^2}{6^2}\right]^2 + \left[1-\left(\frac{4}{6}\right)^4\right] = 0{,}96.$$

De la tabla A1 se determina N_2 = 0,00214; de la tabla A4, F_L = 0,82:

$$F_{LP} = \left[\frac{K_i}{N_2}\left(\frac{C_v}{d^2}\right)^2 + \frac{1}{F_L^2}\right]^{-1/2} = \left[\frac{0{,}96}{0.00214}\left(\frac{236}{101{,}6^2}\right)^2 + \frac{1}{0{,}82^2}\right]^{-1/2} = 0{,}762$$

Reemplazando:

$$Q_{máx} = N_1 \cdot \frac{F_{LP}}{F_P} \cdot C_v \sqrt{\frac{P_1 - F_F P_v}{S}} = 0{,}865 \cdot \frac{0{,}762}{0{,}945} \cdot 236 \sqrt{\frac{3 - 0.956 \cdot 0{,}045}{1}}$$

$$Q_{máx} = 283\ m^3/\ h > \ 252\ m^3/\ h.$$

(b) Caída de presión máxima en la válvula, $\Delta P_{máx}$:

$$\Delta P_{máx} = \left(\frac{F_{LP}}{F_P}\right)^2 (P_1 - F_F P_v) = \left(\frac{0{,}762}{0{,}945}\right)^2 (3 - 0{,}956 \cdot 0{,}045) = 1{,}92\ bar < 2\ bar.$$

De acuerdo con el resultado obtenido en (a), no hay limitación por $Q_{máx,}$ ya que el caudal de la bomba está por debajo del valor máximo permisible. Pero de acuerdo con (b), la caída de presión en la válvula supera el máximo valor permisible. Se producirá evaporación (y posterior cavitación, ya que la presión de salida es mayor que la presión de vapor), por lo que se debe optar por una válvula con mayor C_v.

Se repite el procedimiento anterior con el tamaño de válvula inmediatamente mayor: 6 pulgadas nominal. De la tabla A4 C_v = 433. F_L = 0,84. Como es igual al tamaño de la tubería, el factor de recuperación de la presión, F_P = 1, por tanto, $\frac{F_{LP}}{F_P} = F_L = 0{,}84$.

Los valores límite del caudal y de la presión son:

(a) $Q_{máx} = N_1 \cdot \frac{F_{LP}}{F_P} \cdot C_v \sqrt{\frac{P_1 - F_F P_v}{S}} = 0{,}865 \cdot 0{,}84 \cdot 433 \sqrt{\frac{3 - 0.956 \cdot 0{,}045}{1}} = 541\ m^3/\ h.$

(b) $\Delta P_{máx} = \left(\frac{F_{LP}}{F_P}\right)^2 (P_1 - F_F P_v) = (0{,}84)^2 (3 - 0{,}956 \cdot 0{,}045) = 2{,}09\ bar > 2\ bar.$

5. Calcular el coeficiente de la válvula para el caudal demandado:

$$C_v = \frac{Q}{N_1 \cdot F_P} \sqrt{\frac{S}{\Delta P}} = \frac{252}{0{,}865 \cdot 1} \sqrt{\frac{1}{2}} = 206$$

(Si d fuera menor que D, hubiera sido necesario iterar: recalcular F_P y C_v).

6. Seleccionar la válvula. De la tabla A4 se selecciona una válvula de globo, lineal, de 6 pulgadas nominal. Esta válvula, con 48 % de apertura, suministra el caudal demandado. Estudiar la conveniencia de usar una válvula de mariposa de 4 pulgadas con 60 % de apertura.

4.2 PROCEDIMIENTO PARA SELECCIONAR UNA VÁLVULA PARA VAPORES Y GASES

1. Especificar el tipo de válvula y las variables del fluido y del flujo necesarias para seleccionar el tamaño de la válvula: diseño, Q o $\dot{m}$, P_1, P_2 o ΔP, T_1, M o $G = \frac{M_{aire}}{M_{gas}}$, $k = cp/cv$, Z, ρ.

La ecuación para cuando la válvula maneja un gas es

$$C_v = \frac{Q}{N_7 F_P P_1 Y \sqrt{\frac{(\Delta P/P_1)}{G T_1 Z}}} = \frac{Q}{N_9 F_P P_1 Y \sqrt{\frac{(\Delta P/P_1)}{M T_1 Z}}} = \frac{\dot{m}}{N_6 F_P Y \sqrt{\left(\frac{\Delta P}{P_1}\right) P_1 \rho_1}} = \frac{\dot{m}}{N_8 F_P P_1 Y \sqrt{\left(\frac{\Delta P}{P_1}\right)\frac{M}{T_1 Z}}} \quad \textbf{(4-4.9)}$$

2. En la tabla A1 determinar N_7 o N_9 si se conoce el caudal; N_6 o N_8 si se conoce el flujo másico, según el sistema de unidades utilizado.

3. Determinar el factor geométrico, F_P, que tiene en cuenta los accesorios que conectan la válvula a la tubería:

$$F_P = \left[1 + \frac{\Sigma K}{N_2}\left(\frac{C_{v,máx}}{d^2}\right)^2\right]^{-1/2} \quad \textbf{(4-4.10)}$$

Se hace un cálculo preliminar de C_v suponiendo valores razonables de F_P, Y y Z.

En la tabla A1 se determina N_2 según el sistema de unidades utilizado; d es el diámetro nominal de la válvula; ΣK es la suma de los coeficientes de pérdidas de los accesorios que conectan la válvula a la tubería, incluyendo la altura dinámica a la entrada y a la salida, con sus signos:

$$\Sigma K = 0{,}5\left[1 - \frac{d^2}{D_1^2}\right]^2 + 1{,}0\left[1 - \frac{d^2}{D_2^2}\right]^2 + \left[1 - \left(\frac{d}{D_1}\right)^4\right] - \left[1 - \left(\frac{d}{D_2}\right)^4\right] \quad \textbf{(4-4.11)}$$

D_1 es el diámetro interior de la tubería antes de la válvula; D_2 es el diámetro interior de la tubería después de la válvula. Si la válvula se conecta a la tubería sin accesorios, $F_P = 1$.

4. Determinar el factor de expansión Y:

$$Y = 1 - \frac{\Delta P/\ P_1}{3F_K X_{TP}} \quad \textbf{(4-4.12)}$$

Donde ΔP es la caída de presión en la válvula; F_K es el factor por la relación de calores específicos respecto al aire:

$$F_K = \frac{k}{1{,}4} \quad \textbf{(4-4.13)}$$

El factor por caída de presión crítica:

$$X_{TP} = \frac{X_T}{F_P^2}\left[1 + \frac{X_T K_i}{N_5}\left(\frac{C_v}{d^2}\right)^2\right]^{-1} \quad \textbf{(4-4.14)}$$

$X_T = \Delta P^*/P_1$. es la caída de presión crítica cuando el fluido es aire. Viene especificado en la tabla de coeficientes de las válvulas: tabla A2, A3 o A4.

$$K_i = 0{,}5\left[1 - \frac{d^2}{D_1^2}\right]^2 + \left[1 - \left(\frac{d}{D_1}\right)^4\right] \quad \textbf{(4-4.15)}$$

En la tabla A1 se determina $N_{5.}$

Hay flujo estrangulado si $F_K X_{TP} > \Delta P/P_1$. En tal caso se toma

$$FKXTP = \Delta P/P_1;\ Y = 0{,}667.$$

Si la válvula no tiene accesorios, $F_P = 1$ y $K_i = 0$; por tanto,

$$X_{TP} = \Delta P^*\ /\ P_1 = X_T.$$

5. Calcular C_v con la ecuación apropiada. Iterar para recalcular F_P, X_{TP} y C_v.

6. Seleccionar la válvula en la tabla de coeficientes, tabla A2, A3, A4 a partir del C_v calculado.

Ejemplo

Seleccionar una válvula de control de globo isoporcentual para regular 0,1 kg/s de gas natural que se conecta a una tubería de 6 pulgadas a 2 bar de presión manométrica; la presión de descarga es la atmosférica.

1. Se especifican el tipo de válvula y las variables del fluido y del flujo: válvula de globo isoporcentual, $\dot{m}$ = 0,1 kg/s = 360 kg/h, P_1 = 3 $bar\ ab$, P_2 = 1 $bar\ ab$, ΔP = 2 bar; T_1 = 300 K, M = 16,04; k = cp/cv = 1,3; ρ_1 – 1,29 kg/m^3.

   La ecuación para cuando la válvula maneja un gas es

$$C_v = \frac{\dot{m}}{N_6 F_P Y \sqrt{\left(\frac{\Delta P}{P_1}\right) P_1 \rho_1}}$$

2. En la tabla A1 se determina N_6 = 27,3 (kg/h; bar; kg/m^3).

   Un valor preliminar de C_v se halla suponiendo Y = 0,7; F_P = 0,9. Resulta C_v = 13.

3. Factor geométrico de la tubería, F_P:

$$F_P = \left[1 + \frac{\Sigma K}{N_2}\left(\frac{C_{v,máx}}{d^2}\right)^2\right]^{-1/2}$$

   En la tabla A4 para válvula de globo isoporcentual de 1 ½ pulgada, d = 38,1 mm; C_v = 35,8; F_L = 0,84; X_T = 0,68; F_D = 0,38. N_2 = 0,00214 (d en mm).

   Se requieren accesorios para la conexión a la tubería:

$$\Sigma K = 1,5\left[1 - \frac{d^2}{D^2}\right]^2 = 1,5\left[1 - \frac{1,5^2}{6^2}\right]^2 = 1,32$$

   Reemplazando:

$$F_P = \left[1 + \frac{\Sigma K}{N_2}\left(\frac{C_{v,máx}}{d^2}\right)^2\right]^{-1/2} = \left[1 + \frac{1,32}{0,00214}\left(\frac{35,8}{38,1^2}\right)^2\right]^{-1/2} = 0,853.$$

4. Determinar el factor de expansión *Y*:

$$Y = 1 - \frac{\Delta P/\ P_1}{3F_K X_{TP}}$$

$\Delta P = 2\ bar$; $\Delta P/P_1 = 2/3 = 0{,}667$; $F_K = \frac{k}{1{,}4} = \frac{1{,}3}{1{,}4} = 0{,}93$.

El factor por caída de presión crítica, $X_{TP} = \frac{X_T}{F_P^2}\left[1 + \frac{X_T K_i}{N_5}\left(\frac{C_v}{d^2}\right)^2\right]^{-1}$

En la tabla A4 se determina $X_T = \frac{\Delta P^*}{P_1} = 0{,}68$.

$$K_i = 0{,}5\left[1 - \frac{d^2}{D_1^2}\right]^2 + \left[1 - \left(\frac{d}{D_1}\right)^4\right] = 0{,}5\left[1 - \frac{1{,}5^2}{6^2}\right]^2 + \left[1 - \left(\frac{1{,}5}{6}\right)^4\right] = 1{,}44$$

En la tabla A1 se determina $N_5 = 0{,}00241$.

Reemplazando:

$$X_{TP} = \frac{X_T}{F_P^2}\left[1 + \frac{X_T K_i}{N_5}\left(\frac{C_v}{d^2}\right)^2\right]^{-1} = \frac{0{,}68}{0{,}853^2}\left[1 + \frac{0{,}68 \cdot 1{,}44}{0{,}00241}\left(\frac{35{,}8}{38{,}1^2}\right)^2\right]^{-1} = 0{,}749.$$

$F_K X_{TP} = 0{,}93 \cdot 0{,}749 = 0{,}697 > 0{,}667 = \Delta P/P_1$. No hay flujo estrangulado.

Reemplazando: $Y = 1 - \frac{\Delta P/\ P_1}{3F_K X_{TP}} = 1 - \frac{0{,}667}{3 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}749} = 0{,}68$.

5. Calcular: $C_v = \frac{\dot{m}}{N_6 F_P Y \sqrt{\left(\frac{\Delta P}{P_1}\right) P_1 \rho_1}} = \frac{360}{27{,}3 \cdot 0{,}853 \cdot 0{,}68 \sqrt{2 \cdot 1{,}29}} = 14{,}2$.

Se recalcula $F_P = \left[1 + \frac{\Sigma K}{N_2}\left(\frac{C_{v,máx}}{d^2}\right)^2\right]^{-1/2} = \left[1 + \frac{1{,}32}{0{,}00214}\left(\frac{14{,}2}{38{,}1^2}\right)^2\right]^{-1/2} = 0{,}972$.

Se recalcula

$$X_{TP} = \frac{X_T}{F_P^2}\left[1 + \frac{X_T K_i}{N_5}\left(\frac{C_v}{d^2}\right)^2\right]^{-1} = \frac{0{,}68}{0{,}972^2}\left[1 + \frac{0{,}68 \cdot 1{,}44}{0{,}00241}\left(\frac{14{,}2}{38{,}1^2}\right)^2\right]^{-1} = 0{,}693.$$

Se recalcula $Y = 1 - \frac{\Delta P/\ P_1}{3F_K X_{TP}} = 1 - \frac{0{,}667}{3 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}693} = 0{,}655$.

Se recalcula $C_v = \frac{\dot{m}}{N_6 F_P Y \sqrt{\left(\frac{\Delta P}{P_1}\right) P_1 \rho_1}} = \frac{360}{27{,}3 \cdot 0{,}972 \cdot 0{,}655 \sqrt{2 \cdot 1{,}29}} = 12{,}9$.

6. Seleccionar la válvula en la tabla A4 de coeficientes de flujo a partir del C_v calculado.

De la tabla A4 se selecciona una válvula de globo isoporcentual de 1 ½ pulgadas, C_v = 35,8. Si R = 30, la válvula suministra el caudal estipulado con apertura de 70 %.

5. EJERCICIOS RESUELTOS

Ejercicio 4-5.1 Coeficiente de la válvula completamente abierta

Una válvula de diafragma de 8 pulgadas nominal totalmente abierta produce una caída de presión de 0,3 psi cuando pasa un caudal de 1000 GPM de agua. Halle el coeficiente $K_{v.máx}$ de la válvula en $m^3h^{-1}bar^{-0,5}$.

Solución

La válvula está completamente abierta; se cumple que $Q = K_{v,máx}\sqrt{\frac{\Delta P}{S}}$.

Despejando $K_{v.máx}$ y reemplazando valores se obtiene

$$K_{v,máx} = \frac{Q}{\sqrt{\frac{\Delta P}{S}}} = \frac{1000 \cdot \left(\frac{3600}{15850}\right) m^3h^{-1}}{\sqrt{\frac{0,3}{14,7} \cdot 1,013\ bar}} = 1580\ m^3h^{-1}bar^{-0,5}.$$

Ejercicio 4-5.2 Relación del coeficiente de capacidad de la válvula con la constante de pérdidas

Encontrar la caída de presión en una válvula de 8 pulgadas nominal, coeficiente $K_{v.máx}$ = 732 $m^3h^{-1}bar^{-0,5}$ totalmente abierta cuando pasa por ella un caudal de 50 l/s de aceite, S = 0,9. Calcular su constante de pérdidas, K_{acc}.

Solución

La válvula está completamente abierta, se cumple que $Q = K_{v,máx}\sqrt{\Delta P/S}$.

Despejando ΔP y reemplazando valores:

$\Delta P = \frac{SQ^2}{K_v^2} = \frac{0{,}9\cdot(50\cdot10^{-3}\cdot3600)^2}{732^2} = 0{,}0544\ bar = 5442\ Pa.$

La constante de pérdidas se halla de $h = \frac{\Delta P}{\rho g} = K_{acc}\frac{V^2}{2g} = K_{acc}\frac{(Q/A)^2}{2g}$.

Despejando: $K_{acc} = \frac{2\cdot\Delta P\left(\pi D^2/\ 4\right)^2}{\rho Q^2} = \frac{2\cdot5442\cdot\left[\pi\cdot(8\cdot0{,}0254)^2/\ 4\right]^2}{0{,}9\cdot1000\cdot(50\cdot10^{-3})^2} = 5{,}09.$

Ejercicio 4-5.3 Válvula parcialmente abierta: $Q(x) = K_v\sqrt{\Delta P/S}$.

Encontrar el caudal de aceite, S = 0,9, que pasa por una válvula de 8 pulgadas nominal, coeficiente $K_{v.máx}$ = 732 $m^3h^{-1}bar^{-0,5}$, 60 % abierta, si la caída de presión en ella es 2000 Pa, (a) si la válvula es lineal; (b) si es isoporcentual con campo de control R = 50.

Solución

(a) Si la válvula es lineal, $K_v = K_{v.máx}$ = 0,6 · 732 = 439,2 $m^3h^{-1}bar^{-0,5}$.

Por tanto, $Q(x) = K_v\sqrt{\frac{\Delta P}{S}} = 439{,}2\sqrt{2000\cdot\frac{10^{-5}}{0{,}9}} = 65{,}5\ m^3h^{-1} = 18{,}2\ l/s$.

(b) Si la válvula es isoporcentual,

$$K_v = R^{x-1}\,K_{v.máx} = 50^{0,6-1}\cdot 732 = 153{,}1\ m^3h^{-1}bar^{-0,5}.$$

Por tanto, $Q(x) = K_v\sqrt{\frac{\Delta P}{S}} = 153{,}1\sqrt{2000\cdot\frac{10^{-5}}{0{,}9}} = 22{,}8\ m^3h^{-1} = 6{,}34\ l/s$.

Ejercicio 4-5.4 Característica efectiva de una válvula

En la figura 4-3.2 se muestran las curvas características de la bomba, la tubería sin la válvula, la tubería con la válvula completamente abierta y la tubería con la válvula parcialmente abierta de una instalación. Para la válvula, calcular: (a) $K_{v.máx}$; (b) K_v en la posición parcialmente abierta de la figura; (c) la apertura x si la válvula es lineal; (d) la apertura x si es isoporcentual con campo de control 30.

Solución

Haciendo referencia a la figura 4-3.2:

$Q_{máx} = 32{,}5\ Ls^{-1} =\ 117\ m^3h^{-1};\ Q_x = 24{,}5\ Ls^{-1} = 88{,}2\ m^3h^{-1}$

$h_v(Q_{máx}) = 5{,}1\ m;\ h_v(Q_x) = 14\ m$

(a) $\Delta P_{mín} = \rho g h_v(Q_{máx}) = 1000 \cdot 9{,}8 \cdot 5{,}1 = 49980\ Pa = 0{,}5\ bar$.

La válvula está completamente abierta; se cumple que $Q = K_{v,máx}\sqrt{\Delta P/S}$.

Despejando $K_{v.máx}$ y reemplazando valores se obtiene

$$K_{v,máx} = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P/\ S}} = \frac{117}{\sqrt{0{,}5/1}} = 165{,}5\ m^3h^{-1}bar^{-0{,}5}.$$

(b) $\Delta P_x = \rho g h_v(Q_x) = 1000 \cdot 9{,}8 \cdot 14 = 137200\ Pa = 1{,}37\ bar.$

La válvula está parcialmente abierta; se cumple que $Q(x) = K_v\sqrt{\Delta P_x/S}$.

Despejando K_v y reemplazando valores se obtiene

$$K_v = \frac{Q(x)}{\sqrt{\Delta P_x/\ S}} = \frac{88{,}2}{\sqrt{1{,}37/1}} = 75{,}3\ m^3h^{-1}bar^{-0{,}5}.$$

(c) Si la válvula es lineal:

$$K_v = xK_{v,máx} \rightarrow x = K_v/\ K_{v,máx} = 75{,}3/\ 165{,}5 = 0{,}45.$$

(d) Si la válvula es isoporcentual con R = 30:

$$K_v = R^{x-1}K_{v,máx} \rightarrow 30^{x-1} = K_x/\ K_v = 0{,}45.$$

$$\rightarrow x - 1 = \frac{ln(0{,}45)}{ln(30)} = -0{,}23 \rightarrow x = 0{,}77.$$

6. EJERCICIOS PROPUESTOS

Los ejercicios propuestos se pueden situar en diferentes contextos, según se requiera. Las suposiciones que se hagan para resolverlos deben ajustarse a los requerimientos de dicho contexto.

Ejercicio 4-6.1

Calcular el coeficiente de resistencia, K_{acc}, de una válvula de bola en V de 1 pulgada si a 90° de apertura su C_v es 34.

Ejercicio 4-6.2

Calcular el coeficiente de resistencia, $K_{acc.x}$, de una válvula de bola en V de 2 pulgadas si a 60° de apertura su C_v es 59,2.

Ejercicio 4-6.3

Calcular el coeficiente de capacidad, K_v, de una válvula de globo, de 3 pulgadas, abierta 30 %, si su C_v totalmente abierta es 138.

Ejercicio 4-6.4

Calcular la caída de presión que se produce en una válvula de 8 pulgadas nominal, coeficiente C_v = 818, cuando pasa por ella un caudal de 75 l/s de aceite, S = 0,9. Calcular su constante de pérdidas, K_{acc}

Ejercicio 4-6.5

Encontrar el caudal de aceite, S = 0,9, que pasa por una válvula de 10 pulgadas nominal, coeficiente $K_{v.máx}$ = 2595 $m^3h^{-1}bar^{-0.5}$, cuando está 30 % abierta, si la caída de presión en ella es 12000 Pa, (a) si la válvula es lineal; (b) si es isoporcentual con campo de control R = 30.

Ejercicio 4-6.6

En el ejercicio 4-5.4 se calculó $K_{v.máx}$ de la válvula. Calcular la constante de la válvula como accesorio K_{acc} en la condición parcialmente abierta

dada en el ejercicio: (a) si la válvula es lineal; (b) si la válvula es isoporcentual. El diámetro de la tubería es d = 0,1 m. Hay dos maneras de resolver el problema.

Ejercicio 4-6.7

Seleccionar una válvula de control para regular el caudal de agua entre 12 y 28 litros por segundo. La característica *H-Q* de la bomba es la curva $f_B(Q)$ y la de la tubería sin la válvula es la curva $f_T(Q)$, mostradas en la figura 4-3.2. El diámetro de la tubería es d = 0,1 m.

Ejercicio 4-6.8

Seleccionar una válvula de control para regular 0,5 kg/s de gas natural conectada a una tubería de 6 pulgadas. $P_1 = 5 bar$ y P_2 = 1 bar, absolutas.

REFERENCIAS

Crane, *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. México: McGraw-Hill, 1992.

A. Creus, *Instrumentación Industrial,* 5ª ed. México: Alfaomega-Marcombo, 1993

Emerson Process Management, Fisher Control Int., *Control Valve Handbook,* 4th ed.

R. Greene, *Válvulas, selección, uso y mantenimiento.* México: McGraw-Hill, 1995.

E. J. Iglesias, M. E. Sanjuán, and C. A. Smith, "Tuning equation ford dynamic matrix control in siso loops". *Ingeniería y Desarrollo, 19*, 2006, pp.88-100.

J. Posada and M. Sanjuán, "Intelligent adaptive dynamic matrix control". *IFAC Proceedings Volume*s, vol. 41, n° 2, pp. 11269-11274, 2008.

C. Smith and A. Corripio, *Principles and Practice of Automatic Process Control.* New York: John Wiley, 1997.

V. Streeter, E. Wylie, and K. Bedford, *Mecánica de fluidos*, 9ª ed. Bogotá: McGraw-Hill,

A. Verdeza, L. Di Mare, M. Sanjuán, and A. Bula, "Diseño de Ecuaciones de Sintonía para Controladores PID (Proporcional-Integral-Derivativo) Implementados en Fotobiorreactores". *Información tecnológica*, vol. 27, n° 4, pp. 121-132, 2016.

Capítulo 5

Diseño básico de un sistema de termofluidos

Este capítulo trata sobre el diseño básico de un sistema de termofluidos para integrar los conceptos vistos en los capítulos anteriores.

Cuando se tienen los requerimientos de un problema, es necesario evaluar diferentes alternativas y elegir la solución más favorable. La evaluación de alternativas se hace con base en consideraciones técnicas y económicas, las cuales tienen en cuenta factores ambientales, sociales y de seguridad.

El diseño básico implica la determinación de los valores de las variables y de los parámetros en los componentes del sistema. A partir de dichos valores se especifican los subsistemas o componentes.

A continuación se presenta un caso en el que se pide el diseño básico de un sistema termofluidos. Aunque en la solución se tuvieron en cuenta alternativas técnicamente viables, no se presentan aquí en detalles. Se determinan algunas especificaciones de la solución, la caída de presión, por ejemplo, para lo cual se utilizan ecuaciones tomadas de las referencias bibliográficas. En otros casos se requerirán ecuaciones diferentes y otras referencias.

1. DETERMINACIÓN DE LOS VALORES DE LAS VARIABLES

1.1 Requerimientos generales de diseño

Caso: Especificar los componentes termofluidos básicos de un frigorífico de carga continua para carne de res. La capacidad del frigorífico debe ser suficiente para atender 250 reses diarias y estará situado en el municipio de Malambo, departamento del Atlántico (Colombia).

1.2 Propiedades de la carne para refrigeración

Para la carne de res fresca:

- Temperatura de almacenamiento: 0 a -2 °C
- Humedad relativa: 88 a 92 %
- Tiempo de enfriamiento: 24 horas
- Vida de almacenamiento: 1 a 6 semanas
- Contenido de agua: 62 a 77 %
- Punto de congelación promedio: -2 a -1 °C
- Calor específico no congelada: 2,9 a 3,5 $kJ/(kg \cdot K)$
- Calor de respiración: 0 kJ/(ton·24 h)
- Peso en canal/peso total: 48 a 60 %
- Peso de una res para sacrificio: 350 a 500 kg

1.3 Calor a retirar de la carne

Se toman valores intermedios de las propiedades de la carne para refrigerar:

- Temperatura de almacenamiento: T_a = -2 °C
- Humedad relativa: HR = 90 %
- Tiempo de enfriamiento: Δt = 24 h
- Calor específico no congelada: c_p = 3,1 $kJ/(kg \cdot K)$
- Calor de respiración: q_r = 0 kJ/(ton·24 h)
- Peso en canal/peso total: m_r / m_T = 55 %
- Peso de una res para sacrificio: m_T = 420 kg
- Temperatura de la res viva: T_r = 38 °C

Calor que se va a retirar de la carne = calor sensible + calor latente + calor generado: $q_c = q_s + q_l + q_g$

El flujo de calor generado por dispositivos eléctricos, personas en el interior, calor de respiración de la carne y calor que ingresa con el aire por las puertas, q_g se estima en 2 kW. No hay cambio de fase, por lo que el flujo de calor latente, q_l es cero.

El flujo de calor sensible es:

$$q_s = \frac{m_r}{m_T}\frac{m_T}{\Delta t}c_p(T_r - T_a) = 0{,}55 \cdot \frac{250 \cdot 420\ kg}{24 \cdot 3600\ s} \cdot 3{,}1\frac{kJ}{kg\ K}[38-(-2)]K = 83\ kW$$

El flujo de calor que se va a retirar de la carne es:

$$q_c = q_s + q_l + q_g = 83 + 0 + 2 = 85\ kW$$

1.4 ESQUEMA TERMODINÁMICO

Dado que la capacidad del frigorífico es relativamente grande, que la condición de carga es continua y que la vida de almacenamiento de la carne es mucho mayor que el tiempo de enfriamiento, es necesario separar la zona de refrigeración de la de almacenamiento. Debido a que el tiempo de enfriamiento es de 24 horas, la capacidad total de la zona de refrigeración es de 250 reses; esta se divide en 4 cuartos de refrigeración.

Los componentes del frigorífico se muestran en la figura 5-1.1. Son:

- El cuarto de refrigeración.
- El ciclo de refrigeración.
- El ciclo de agua de enfriamiento.
- La torre de enfriamiento.

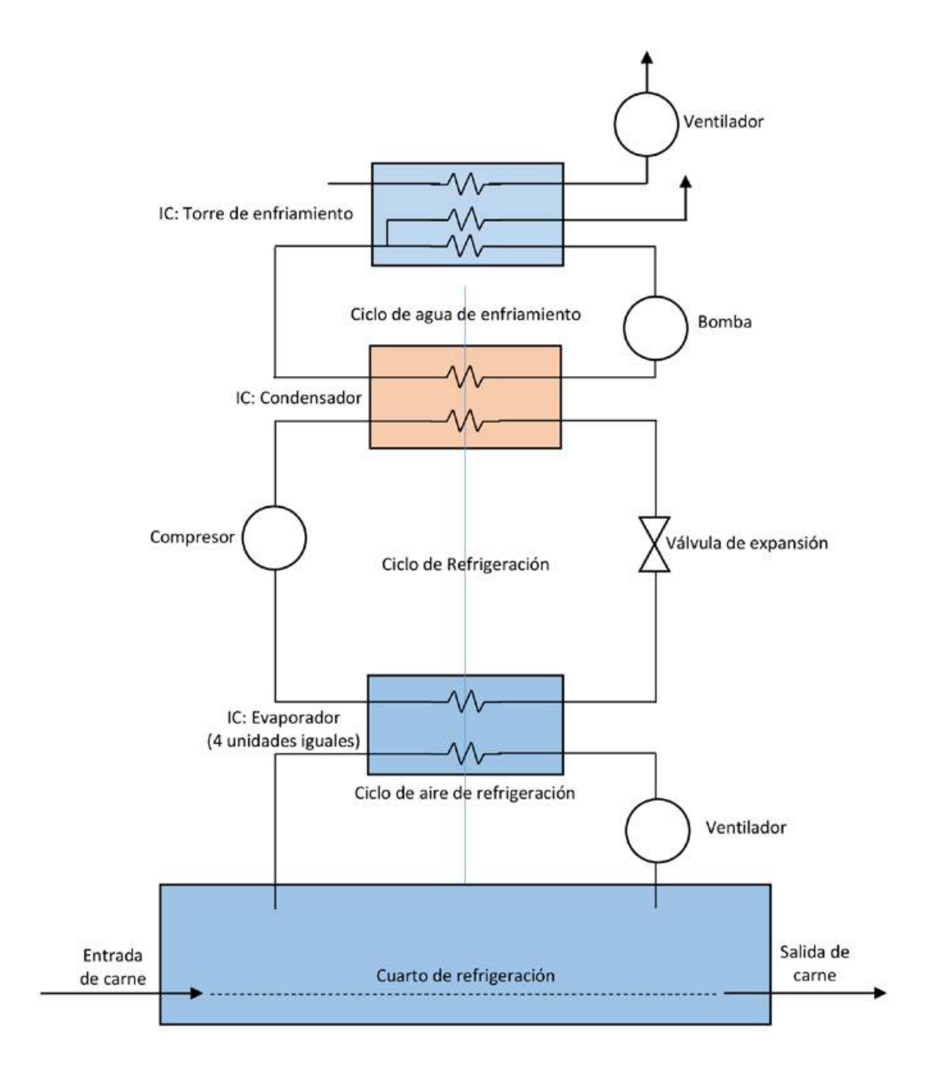


Figura 5-1.1. Esquema termodinámico del frigorífico.

La cámara o cuarto de refrigeración es en realidad un intercambiador de calor entre el aire de refrigeración (fluido) y la carne de res (sólido): un ventilador mueve el aire frío alrededor de la carne y pasa después por la unidad evaporadora del ciclo de refrigeración (un intercambiador de calor), donde cede el calor que había retirado de la carne.

El ciclo de refrigeración consta del evaporador (cuatro unidades iguales en paralelo), el compresor, el condensador y la válvula de expansión.

Como fluido frío del condensador se utiliza agua de enfriamiento, movida por una bomba. El calor ganado por el agua se retira en la torre de enfriamiento.

1.5 REFRIGERANTE

Las temperaturas de evaporación y de condensación del refrigerante están condicionadas por las temperaturas del aire de refrigeración (la temperatura de evaporación debe ser menor que la temperatura de almacenamiento de la carne; sea, por ejemplo, -10 °C) y por la temperatura del agua de enfriamiento (la temperatura de condensación debe ser mayor que la temperatura ambiente; sea, por ejemplo, 40 °C). El refrigerante, además, debe cumplir los estándares de la industria alimenticia y las normas ambientales.

Entre varias alternativas se opta por el refrigerante R410 A (50 % CH_2F_2 + 50 % CHF_2CF_3).

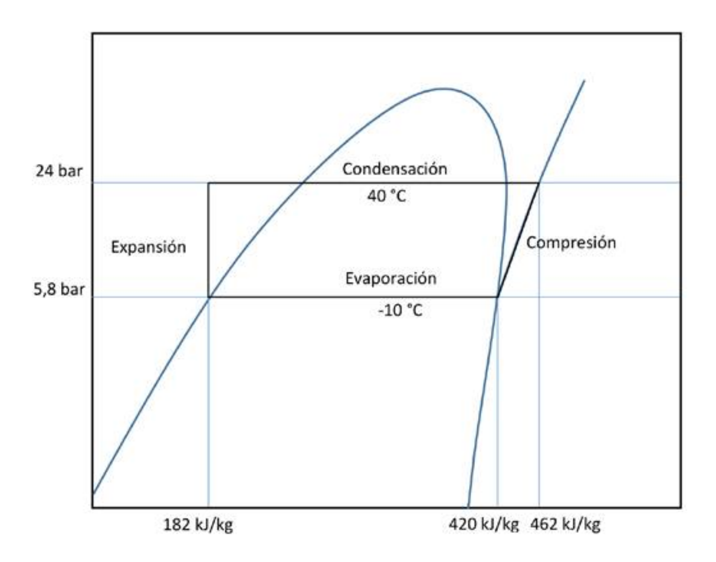


Figura 5-1.2 Esquema del ciclo de refrigeración en un diagrama presión entalpía del R410 A

2. ESPECIFICACIONES DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

2.1 Cuarto de refrigeración

El cuarto de refrigeración se puede asimilar a un intercambiador de calor en el que la sustancia caliente es la carne, la cual entra a 38 °C y sale a -2 °C. El calor que se va a retirar de la carne es q_c = 85 *kW*

El fluido frío es el aire de refrigeración, el cual entra a -6°C y sale a 14 °C (se han supuesto valores medios entre las temperaturas de la carne y del refrigerante en el evaporador); densidad promedio, ρ = 1,27 kg/m^3; calor específico promedio, c_p = 1,006 $kJ/\ (kgK)$; viscosidad cinemática **v** = $13{,}82 \cdot 10^{-6}\ m^2/s$

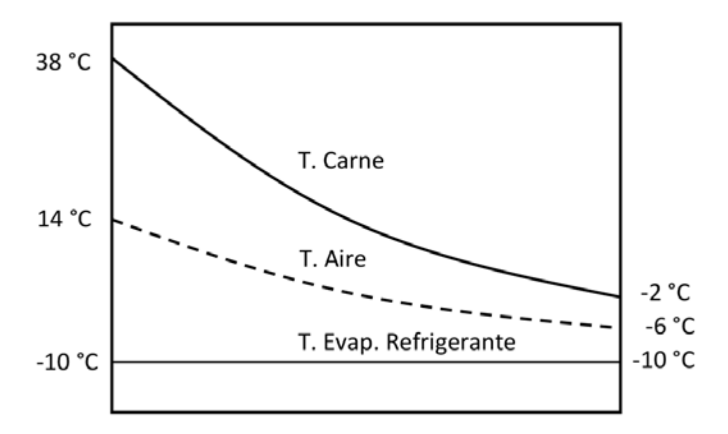


Figura 5-2.1 Perfiles de temperatura de la carne, del aire y de evaporación del refrigerante

- **Flujo de aire de refrigeración**

El calor que el aire retira de la carne es

$$q_a = q_r = 85\ kW = \dot{m}_{aire} c_{p,aire} \delta T_{aire} = \dot{m}_{aire} \cdot 1{,}006 \cdot (14+6) \rightarrow \dot{m}_{aire} = 4{,}2\ kg/s\ .$$

El caudal de aire de enfriamiento es

$$Q_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho} = \frac{4{,}2}{1{,}27} = 3{,}31 \frac{m^3}{s}\ .$$

- **Área de transferencia de calor**

El área efectiva de transferencia de calor en los cuartos de refrigeración es el área de la superficie de la carne de las reses expuesta al aire de refrigeración. Varía de acuerdo con el tamaño y el número de reses en los cuartos de refrigeración. Suponiendo un área promedio de 4 m^2 por res, resulta un área total de transferencia de calor: $Ar = 4 \cdot 250 = 1000\ M^2$.

- **Coeficiente de transferencia de calor requerido**

La diferencia media de temperatura entre el aire de refrigeración y la carne es aproximadamente:

$$\Delta T_{ml} = \frac{[38-14]-[(-2-(-6)]}{ln\left(\frac{24}{4}\right)} = 11{,}2\ K\ .$$

Suponiendo un factor de corrección para la diferencia media de temperatura logarítmica F = 0,8:

$$q_a = U_r A_r F \Delta T_{ml} \ \rightarrow U_r = \frac{q_a}{A_r F \Delta T_{ml}} = \frac{85}{1000 \cdot 0{,}8 \cdot 11{,}2} = 9{,}5 \ \cdot 10^{-3} \frac{kW}{m^2 K} = \ 9{,}5 \ \frac{W}{m^2 K}\ .$$

Este coeficiente global de transferencia de calor se puede lograr mediante convección natural.

2.2 CICLO DEL REFRIGERANTE

- **Evaporador**

Flujo de refrigerante

El calor que el refrigerante toma del aire en los evaporadores (figura 5-1.2) es

$$q_{evap} = q_a = 85\ kW = \dot{m}_{ref} h_{fg,ref} = \dot{m}_{ref} \cdot (420-182) = 238\, \dot{m}_{ref}$$

Por tanto, el flujo requerido de refrigerante es

$$\dot{m}_{ref} = \frac{85}{238} = 0{,}357 kg/s\ .$$

Área efectiva de transferencia de calor en el evaporador

La diferencia media de temperatura logarítmica entre el aire de refrigeración y del refrigerante en el evaporador es

$$\Delta T_{ml} = \frac{[14-10]-[(-6-(-10)]}{ln\left(\frac{24}{4}\right)} = 11{,}2\ K$$

.

Como hay cambio de fase y flujo forzado de un gas, se suponen (tabla 1-4.1). La conductancia térmica del evaporador se obtiene de

$$q_{evap} = (UA)_{evap} F\Delta T_{ml} \ \rightarrow (UA)_{evap} = \frac{q_{evap}}{F\Delta T_{ml}} = \frac{85}{1 \cdot 11{,}2} = 7{,}6\ \frac{kW}{K}$$

.

El área efectiva de transferencia de calor del evaporador es

$$A_{evap} = \frac{(UA)_{evap}}{U_{evap}} = \frac{7{,}6}{0{,}2} = 37{,}9\ m^2$$

.

Dimensiones del evaporador

Se escoge como evaporador un intercambiador de calor de tubos de flujo cruzado. Usando tubos de ¾ de pulgada, d = 19,05 *mm*, paso p_t = 1,25d = 23,8 *mm*, se requiere una longitud total de tubos de

$$L_T = \frac{A_{evap}}{\pi d} = \frac{37{,}9}{\pi \cdot 0{,}01905} = 633\ m.$$

El número de evaporadores es N_{evap} = 4, uno en cada cuarto de refrigeración. La longitud de los tubos en cada evaporador es

$$L_{T,evap} = \frac{L_T}{N_{evap}} = \frac{633}{4} = \ 160\ m.$$

En el evaporador los tubos se disponen en 4 filas verticales de 24 tubos por fila, lo cual significa una longitud del evaporador de

$$L = \frac{L_{T,evap}}{N_{filas} \cdot N_{tubos/fila}} = \frac{160}{4 \cdot 24} = \ 1{,}67\ m.$$

Las otras dos dimensiones del evaporador son:

El ancho: es el paso por el número de filas: $B = p_t \cdot N_{filas} = 0{,}0238 \cdot 4 = 0{,}96\ m$.

El alto: es el paso por el número de tubos por fila: $H = p_t \cdot N_{tubos/filas} = 0{,}0238 \cdot 24 = 0{,}58\ m$.

Caída de presión del aire de refrigeración en el evaporador

El aire de refrigeración fluye transversalmente por el exterior del banco de tubos del evaporador. La caída de presión se calcula mediante la expresión $\Delta P_{evap} = f\frac{\rho U_{máx}^2}{2}N_{filas}$

La velocidad máxima es

$$U_{máx} = \frac{Q_{aire}/N_{evap}}{A_{mín}} = \frac{Q_{aire}/N_{evap}}{N_{tubos/fila} \cdot (separación\ tubos) \cdot L} = \frac{3{,}31/4}{24 \cdot (0{,}25 \cdot 0{,}01905) \cdot 1{,}67} = 4{,}34\ m/s.$$

El número de Reynolds es

$$\boldsymbol{R}_D = \frac{U_{más} \cdot d}{\nu} = \frac{4{,}34 \cdot 0{,}01905}{13{,}82 \cdot 10^{-6}} = 5983\ .$$

De la figura 7.26 de *Principios de Transferencia de Calor* de Kreith/Bohn, con $S_T\ /\ S_L = 1$ se hallan $x = 1$; $f/x = 0{,}6$

Reemplazando:

$$\Delta P_{evap} = f\frac{\rho U_{máx}^2}{2}N = 0{,}6 \cdot \frac{1{,}27 \cdot 4{,}34^2}{2} \cdot 4 = 29\ Pa.$$

- **Compresor**

Altura isoentrópica del compresor

$$H_{is} = \Delta h = 462 - 420 = 42\ kJ/kg.$$

Potencia isoentrópica del compresor

$$W_{is} = \dot{m}_{refrig} \cdot H_{is} = 0{,}357 \cdot 42 = 15\ kW$$

Potencia real del compresor

Asumiendo que el compresor tiene eficiencia global de 80 %, la potencia real es

$$\dot{W}_{comp} = \frac{\dot{W}_{is}}{\eta} = \frac{15}{0{,}8} = 18{,}8\ kW$$

Condensador: Flujo de calor en la etapa de condensación

El flujo de calor que el refrigerante cede al agua en el condensador es

$$q_{cond} = q_{evap} + \dot{W}_{comp} = 85 + 18{,}8 = 103{,}8\ kW$$

2.3 Ciclo del agua de enfriamiento

- **Flujo de agua de enfriamiento en el condensador**

El flujo de calor que el agua retira del refrigerante en el condensador es $q_w = q_{cond} = 103{,}8\ kW$. Suponiendo que en el condensador la temperatura del agua de enfriamiento aumenta 5°C (que pasa, por ejemplo, de 30 a 35 °C) y dado que $q_w = \dot{m}_w C_{p,w} \delta T_w$, entonces el flujo másico de agua de enfriamiento es

$$\dot{m}_w = \frac{q_w}{\delta T_w c_{p,w}} = \frac{103{,}8\ kJ/s}{5\ K \cdot 4{,}18\ kJ/kgK} = 4{,}97\ kg/s.$$

El caudal de agua de enfriamiento es

$$Q_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho} = \frac{4{,}97}{997} = 5 \cdot 10^{-3}\ m^3/s = 5\ \frac{L}{s}.$$

En la figura 5-2.2 se muestra el perfil de temperaturas en el condensador. La efectividad requerida para obtener este perfil es

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{máx}} = \frac{C_{menor}\,\delta T_{mayor}}{\Delta T_{máx}} = \frac{35-30}{40-30} = 50\%.$$

Área efectiva de transferencia de calor en el condensador

La diferencia media de temperatura logarítmica entre el refrigerante en condensación y el agua de enfriamiento es

$$\Delta T_{ml} = \frac{[40-30]-[(40-35]}{ln\left(\frac{10}{5}\right)} = 7{,}2\ K.$$

Como hay cambio de fase y flujo forzado de un líquido, se suponen $F = 1;\ U_{evap} = 2\frac{kW}{kg\ K}$ (tabla 1-4.1). La conductancia térmica del condensador se obtiene de

$$q_{cond} = (UA)_{cond} F \Delta T_{ml} \rightarrow (UA)_{cond} = \frac{q_{cond}}{F\Delta T_{ml}} = \frac{103{,}8}{1 \cdot 7{,}2} = 14{,}4\ \frac{kW}{K}.$$

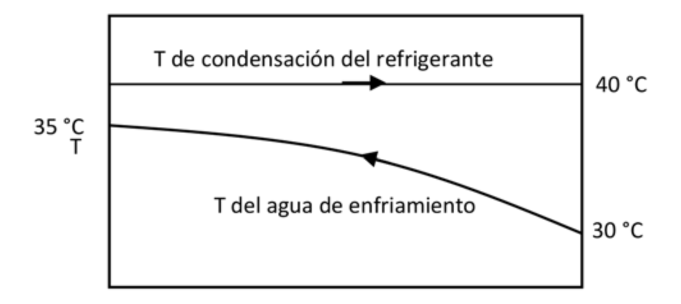


Figura 5-2.2 Perfiles de temperatura del refrigerante y del agua de enfriamiento en el condensador

El área efectiva de transferencia de calor del condensador es

$$A_{cond} = \frac{(UA)_{cond}}{U_{cond}} = \frac{14{,}4}{2} = 7{,}2\ m^2.$$

Dimensiones del condensador

Como condensador se puede usar un intercambiador de calor de tubos y coraza, de un paso por los tubos y un paso por la coraza. Usando tubos de ¾ de pulgada, d = 19,05 mm resulta una longitud total de tubos

$$L_T = \frac{A_{cond}}{\pi d} = \frac{7{,}2}{\pi \cdot 0{,}01905} = 120\ m.$$

Suponiendo que la longitud de los tubos es $L = 1\ m$, resultan 120 tubos. El diámetro del círculo que circunscribe a los tubos, D_{et}, se puede estimar de la ecuación 8.109 de *Fundamentals of Heat Exchanger Design, Shah and Sekulic*:

$$N_t = \frac{(\pi/4)D_{et}^2}{C_t p_t^2}(1 - \varphi_c)$$

Donde el número de tubos es $N_t = 120$; el coeficiente $C_t = 0{,}866$ para arreglo de tubos a 60°; $\varphi_c = 0{,}2$ correspondiente a deflectores con ángulo de ventana $\theta_b = 120°$; el paso es $p_t = 1{,}25d = 23{,}8\ mm$.

Reemplazando datos:

$$N_t = \frac{(\pi/4)D_{et}^2}{C_t p_t^2}(1 - \varphi_c) \rightarrow 120 = \frac{(\pi/4)D_{et}^2}{0{,}866 \cdot 0{,}0238^2}(1 - 0{,}2) \rightarrow D_{et} = 0{,}31\ m.$$

El diámetro interior de la coraza, D_s, se debe aumentar con respecto a D_{et} para no debilitar las láminas que sujetan los extremos de los tubos. Se supone que $D_s = 0{,}33\ m$.

Caída de presión en los tubos del condensador

La caída de presión total del flujo de agua por los tubos $h_{w,\ cond}$, tiene en cuenta las caídas de presión en la entrada y en la salida de los cabezales, en la entrada y a la salida de los tubos, y la debida a la fricción en los tubos.

Las pérdidas en la entrada y en la salida de los cabezales se determinan con la ecuación

$$h_{1,5} = (K_1 + K_5)\frac{V_{1,5}^2}{2g}$$

Donde $V_{1,5}$ es la velocidad del agua en la tubería que llega y en la que sale del intercambiador de calor. Suponiendo que esta tubería es de 2 pulgadas (diámetro interior $Di = 52{,}5\ mm$), la velocidad media es

$$V_{1,5} = \frac{Q}{A_{1,5}} = \frac{4 \cdot 0{,}005}{\pi \cdot 0{,}0525^2} = 2{,}31\ m/s.$$

Las constantes correspondientes son:

A la entrada del cabezal, K_1 = 1; a la salida del cabezal, K_5 = 0,78. Reemplazando:

$$h_{1,5} = (K_1 + K_5)\frac{V_{1,5}^2}{2g} = (1 + 0{,}78)\frac{2{,}31^2}{19{,}6} = 0{,}5\ m\ .$$

Las pérdidas en la entrada y en la salida de los tubos se determinan con la ecuación

$$h_{2,4} = (K_2 + K_4)\frac{V_{2,4}^2}{2g}$$

Donde $V_{2,4}$ es la velocidad del agua en los tubos del intercambiador de calor, que es

$$V_{2,4} = \frac{Q/N_t}{A_{2,4}} = \frac{4 \cdot 0{,}005/120}{\pi \cdot 0{,}01905^2} = 0{,}146\ m/s\ .$$

Las constantes correspondientes son:

A la entrada de los tubos, K_2 = 0,78; a la salida de los tubos, K_4 = 1. Reemplazando:

$$h_{2,4} = (K_2 + K_4)\frac{V_{2,4}^2}{2g} = (0{,}78 + 1)\frac{0{,}146^2}{19{,}6} = 0{,}02\ m.$$

La pérdida por fricción en los tubos se calcula a partir de:

$$h_T = f\frac{L}{d}\frac{V_{2,4}^2}{2g}$$

El número de Reynolds $\boldsymbol{R}_d = \frac{\rho V_{2,4} d}{\mu} = \frac{995 \cdot 0{,}146 \cdot 0{,}01905}{0{,}759 \cdot 10^{-3}} = 3646$. Donde las propiedades del agua se tomaron a 32,5 °C. El factor de fricción se halla para flujo turbulento en tubo liso:

$$f = \frac{0{,}3164}{R_d^{0{,}25}} = 0{,}041\ .$$

Reemplazando:

$$h_T = f\frac{L}{d}\frac{V_{2,4}^2}{2g} = 0{,}041 \cdot \frac{1}{0{,}01905} \cdot \frac{0{,}146^2}{19{,}6} = 0{,}0023\ m.$$

Reemplazando valores:

$$h_{w,cond} = h_{1,5} + h_{2,4} + h_T = 0{,}5 + 0{,}02 + 0{,}0023 = 0{,}522m\ .$$

La caída de presión correspondiente es:

$$\Delta P_{w,cond} = \rho_w g h_{w,cond} = 995 \cdot 9{,}8 \cdot 0{,}522 = 5100\ Pa.$$

Caída de presión del refrigerante en el condensador

El refrigerante fluye por la coraza del intercambiador de calor. La caída de presión en la coraza se determina con la ecuación 9.51 de *Fundamentals of Heat Exchanger Design, Shah and Sekulic,* que tiene en cuenta las pérdidas en el flujo transversal, en el flujo longitudinal en las ventanas de los deflectores y en la entrada y salida de la coraza:

$$\Delta P_s = \left[(N_b - 1)\Delta P_{b,id}\zeta_b + N_b \Delta P_{w,id}\right]\zeta_l + 2\Delta P_{b,id}\left(1 + \frac{N_{r,cw}}{N_{r,cc}}\right)\zeta_b \zeta_s$$

Donde el número de deflectores se supone $N_b = 2$; si se disponen igualmente espaciados, la distancia entre deflectores es $L_{ed} = 0{,}33\ m$; el factor de corrección por fugas transversales entre el haz de tubos y la coraza (varía entre 0,5 a 0,8) se supone $\zeta_l = 0{,}4$; el factor de corrección por fugas longitudinales por los espacios entre los tubos y los deflectores y entre los deflectores y la coraza (varía entre 0,4 y 0,5) se supone ; el factor de corrección por falta de uniformidad en la separación de los deflectores extremos (varía entre 0,5 a 2) se supone $\zeta_s = 0{,}5$.

Si l_c es la escotadura (sagita) del deflector, el número efectivo de filas de tubos entre deflectores en el flujo transversal es

$$N_{r,cc} = \frac{D_s - 2 \cdot lc}{p_t} = \frac{D_s\ cos(\theta_b/2)}{p_t} = \frac{0{,}33\cos(60°)}{0{,}0238} = 6{,}93\,.$$

El número efectivo de filas de tubos en la ventana del deflector se estima como

$$N_{r,cw} = \frac{0,8 \cdot l_{c,ef}}{p_t} = \frac{0,4D_{et}\left[1 - cos\left(\frac{\theta_b}{2}\right)\right]}{p_t} = \frac{0,4 \cdot 0,31[1 - cos(60)]}{0,0238} = 2,61.$$

La caída de presión asociada al flujo transversal ideal entre dos deflectores se determina con la ecuación 6.37 de *Fundamentals of Heat Exchanger Design, Shah and Sekulic:*

$$\Delta P_{b,id} = \boldsymbol{E_u}\frac{G_c^2}{2\rho}N_{r,cc}\left(\frac{\mu_w}{\mu_m}\right)^{0,25} = \frac{\mu^2}{\rho}\frac{N_{r,cc}}{d^2}\boldsymbol{H}_g = f\frac{\rho U_{máx}^2}{2}N_{r,cc}$$

El área de flujo transversal es

$$A_{o,cr} = \left[D_s - D_{et} + \frac{D_{et}}{p_t}(p_t - d)\right]L_{ed}$$

$$A_{o,cr} = \left[0,33 - 0,31 + \frac{0,31}{0,0238}(0,0238 - 0,01905)\right]0,33 = 0,027\, m^2.$$

La velocidad máxima es

$$U_{máx} = \frac{\dot{m}_{ref}/\rho_{ref}}{A_{o,cr}} = \frac{0,357/100}{0,027} = 0,132\, m/s.$$

Del diagrama presión entalpía del R-410A a 40 °C se halla $\rho = 1/v = 1/0,010 = 100$ kg/m^3. Del *Institut International Du Froid,* la viscosidad es $12,23 \cdot 10^{-6}$ Pa·s. El número de Reynolds es

$$\boldsymbol{R}_D = \frac{\rho \cdot U_{máx} \cdot d}{\mu} = \frac{100 \cdot 0,132 \cdot 0,01905}{12,23 \cdot 10^{-6}} = 20560.$$

De la figura 7.26 de *Principios de Transferencia de Calor* de Kreith/Bohn, con S_T/S_L =1, $\boldsymbol{R}_D$ = 20560, se hallan x = 1; f/x = 0,4; f = 0,4.

Reemplazando:

$$\Delta P_{b,id} = f\frac{\rho U_{máx}^2}{2}N_{r,cc} = 0,4 \cdot \frac{100 \cdot 0,132^2}{2} \cdot 6,93 = 2,4\, Pa.$$

(Es un valor muy pequeño, y en este caso se puede omitir; pero en otras circunstancias, cuando se disponen mayor número de deflectores, puede ser significativo).

La caída de presión asociada al flujo ideal en la ventana de uno de los deflectores (para $\boldsymbol{R}_D > 100$) se determina con la ecuación 6.39 de *Fundamentals of Heat Exchanger Design, Shah and Sekulic:*

$$\Delta P_{w,id} = (2 + 0{,}6N_{r,cw})\frac{\dot{m}^2}{2A_{o,cr} \cdot A_{o,w}}$$

Donde el flujo másico por la coraza es $\dot{m}_w = 0{,}357\ Kg/s$.

El área de flujo de la ventana del deflector es

$$A_{o,w} = \frac{\pi}{4}D_s^2\left(\frac{\theta_b}{2\pi} - \frac{sen\ \theta_b}{2\pi}\right) - \frac{\pi}{4}d^2N_t\left(\frac{\theta_{et}}{2\pi} - \frac{sen\ \theta_{et}}{2\pi}\right)$$

Asumiendo que los ángulos $\theta_b = \theta_{et} = 120° = 2{,}09\ rad$:

$$A_{o,w} = \frac{\pi}{4}\left(\frac{\theta_b}{2\pi} - \frac{sen\ \theta_b}{2\pi}\right)(D_s^2 - N_t d^2) = \frac{\pi}{4}\left(\frac{2{,}09}{2\pi} - \frac{sen\ 120}{2\pi}\right)(0{,}33^2 - 120 \cdot 0{,}01905^2)$$

$$A_{o,w} = 10^{-2} m^2$$

$$\Delta P_{w,id} = (2 + 0{,}6N_{r,cw})\frac{\dot{m}^2}{2A_{o,cr} \cdot A_{o,w}} = (2 + 0{,}6 \cdot 2{,}61)\frac{0{,}357^2}{2 \cdot 0{,}027 \cdot 10^{-2}} = 841\ Pa\,.$$

Se reemplazan los resultados obtenidos en la ecuación para la pérdida en la coraza:

$$\Delta P_s = \left[(N_b - 1)\Delta P_{b,id}\zeta_b + N_b\Delta P_{w,id}\right]\zeta_l + 2\Delta P_{b,id}\left(1 + \frac{N_{r,cw}}{N_{r,cc}}\right)\zeta_b\zeta_s$$

$$\Delta P_s = [(2 - 1) \cdot 2{,}4 \cdot 0{,}7 + 2 \cdot 841] \cdot 0{,}4 + 2 \cdot 2{,}4 \cdot \left(1 + \frac{2{,}61}{6{,}93}\right)0{,}7 \cdot 0{,}5 = 676\ Pa\,.$$

2.4 ESTIMACIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

El calor que gana el agua de enfriamiento en la unidad condensadora (q_w) se disipa en la torre de enfriamiento. Una parte de este calor (q_{aT}) lo retira el flujo de aire y la otra parte es absorbida por la fracción de agua que se evapora (q_{evap}):

$$q_w = q_{aT} + q_{evap}$$

Asumiendo que la fracción por evaporación, en promedio, es 75 % del calor disipado y debido a que el agua en promedio está a 32,5 °C, sus propiedades son: $h_{fg} = 2425 \frac{kJ}{kgK}$; $\rho = 1{,}15\ kg/m^3$

$$q_{evap} = 0{,}75 q_w = 0{,}75 \cdot 103{,}8 = 77{,}9\ kW = \dot{m}_{evap} h_{fg}$$

$$\dot{m}_{evap} = \frac{q_{evap}}{h_{fg}} = \frac{77{,}9}{2425} = 0{,}032\ kg/s.$$

(Lo cual representa el 0,64 % del agua de enfriamiento. El agua de reposición es del orden del 2 % del agua de enfriamiento, porque incluye el agua arrastrada por el aire y la purga).

El calor retirado por el aire es

$$q_{aT} = 0{,}25 q_w = 0{,}25 \cdot 103{,}8 = 25{,}9\ kW = \left(\dot{m} c_p \delta T\right)_{aire}.$$

Suponiendo un incremento de 5 °C en la temperatura, el flujo de aire en la torre es

$$\dot{m}_{aire} = \frac{q_{aT}}{\left(\delta T c_p\right)_{aire}} = \frac{25{,}9}{5 \cdot 1{,}05} = 4{,}93\ kg/s.$$

$$Q_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho} = \frac{4{,}93}{1{,}15} = 4{,}3\ m^3/s.$$

En la figura 5-2.3 se muestra el perfil de temperaturas en la torre de enfriamiento. La efectividad requerida para obtener este perfil es

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{máx}} = \frac{C_{menor}\,\delta T_{mayor}}{\Delta T_{máx}} = \frac{35-30}{35-25} = 50\%\,.$$

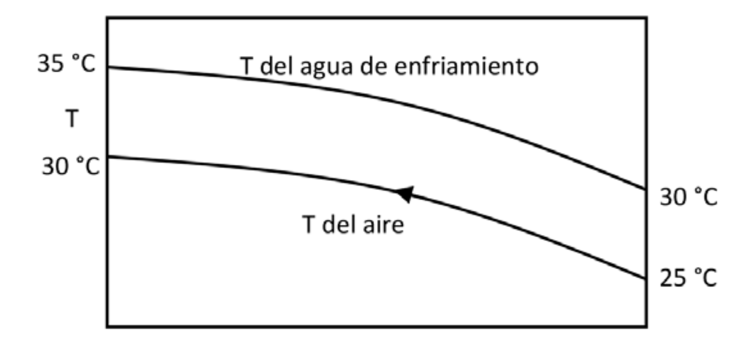


Figura 5-2.3 Perfiles de temperatura del agua y del aire en la torre de enfriamiento

3. ESPECIFICACIONES DE LAS MÁQUINAS DE FLUJO

3.1 Ventilador para aire de refrigeración

- **Caudal**

El caudal de aire de refrigeración que maneja el ventilador de cada evaporador es 3,31/4 = 0,83 m^3/s. En cada cuarto se disponen dos líneas de difusores de aire de refrigeración con rejillas, alimentados por dos conductos de sección transversal cuadrada de lado B, dispuestos como se muestra en la figura 5-3.1, en donde se han estimado las dimensiones para garantizar la capacidad de refrigerar 250/4 = 62 reses.

El caudal de cada ventilador es Q = 3,31/4 = 0,83 m^3/s.

El caudal por cada conducto es Q = 0,83/2 = 0,42 m^3/s.

Suponiendo que la velocidad media del aire en el conducto es 4 m/s y que el caudal disminuye 0,1 m^3/s en cada extracción, se determina el ancho B del conducto en cada tramo, así como el número de Reynolds (el diámetro hidráulico de una sección cuadrada es el lado B) y el factor de fricción para un conducto liso. Estos resultados se señalan a continuación:

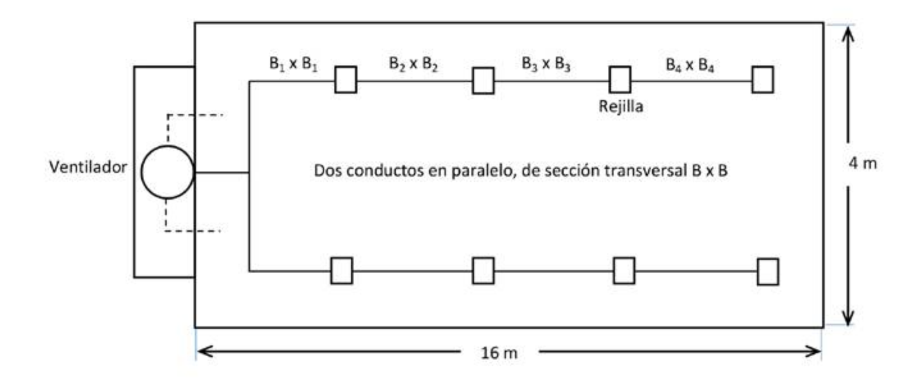


Figura 5-3.1 Disposición de los conductos de alimentación de aire frío en un cuarto de refrigeración

$$Q_1 = 0{,}42\frac{m^3}{s} = VA_1 = VB_1^2 \rightarrow B_1 = \left(\frac{0{,}42}{4}\right)^{1/2} = 0{,}32\,m; \boldsymbol{R_{B1}} = 92600; f_1 = 0{,}0181.$$

$$Q_2 = 0{,}32\frac{m^3}{s} = VA_2 = VB_2^2 \rightarrow B_2 = \left(\frac{0{,}32}{4}\right)^{1/2} = 0{,}28\,m; \boldsymbol{R_{B2}} = 81000; f_1 = 0{,}0188.$$

$$Q_3 = 0{,}22\frac{m^3}{s} = VA_3 = VB_3^2 \rightarrow B_3 = \left(\frac{0{,}22}{4}\right)^{1/2} = 0{,}23\,m; \boldsymbol{R_{B3}} = 66600; f_1 = 0{,}0197.$$

$$Q_4 = 0{,}12\frac{m^3}{s} = VA_4 = VB_4^2 \rightarrow B_4 = \left(\frac{0{,}12}{4}\right)^{1/2} = 0{,}17\,m; \boldsymbol{R_{B4}} = 49200; f_1 = 0{,}0212.$$

Caída de presión en el conducto

La caída de presión se calcula con la expresión:

$$h_T = \left[\sum\left(f\frac{L}{D}\right) + \sum K_{acc}\right]\frac{V^2}{19{,}6}$$

Los tramos rectos se asumen de igual longitud: L = 5 m; 2 cambios de dirección a 90°, K = 15 f; una Te, K= 20 f; una salida K = 1; cuatro reducciones suaves, K = 0,25.

Reemplazando para el difusor más lejano:

$$h_T = \left[\sum\left(f\frac{L}{D}\right) + \sum K_{acc}\right]\frac{V^2}{19,6}$$
$$= \left[0,0181\frac{5}{0,32} + 0,0188\frac{5}{0,28} + 0,0197\frac{5}{0,23} + 0,0212\frac{5}{0,17} + 2\cdot 15\cdot 0,0181 + 1\cdot 20\cdot 0,0212 + 1 + 4\cdot 0,25\right]\frac{4^2}{19,6} = 3,8\, m$$

Sumando la pérdida de presión en la rejilla, que para velocidad media de 6 m/s, es 40 Pa, resulta

$$\Delta P_T = pgh_T = 1,27\cdot 9,8\cdot 3,8\cdot + 40 = Pa.$$

Altura del ventilador

El ventilador debe suplir las pérdidas en el conducto y en la rejilla, las pérdidas en el evaporador (ver en la sección 5-2.2 *Caída de presión del aire de refrigeración en el evaporador* ΔP_{evap} = 29 Pa), así como proveer la altura dinámica $V^2/2$g. Por tanto:

$$H_V = \frac{\Delta P_T}{\rho g} + \frac{\Delta P_{evap}}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} = \frac{90}{1,27\cdot 9,8} + \frac{29}{1,27\cdot 9,8} + \frac{4^2}{19,6} = 10,4\, m.$$ Equivalentes a 130 Pa.

Se pueden instalar ventiladores de altura equivalente a 14 mm de agua o mayores.

Especificaciones del ventilador

Ventilador centrífugo de baja presión para 0,83 m^3/s de aire (2300 m^3/h) y 130 Pa (14 mm columna de agua). Una opción es el ventilador centrífugo de baja presión de la compañía S&P CBM-240/180 – 1/3 con motor monofásico de 6 polos a 920 rpm. (figura 5-3.2).

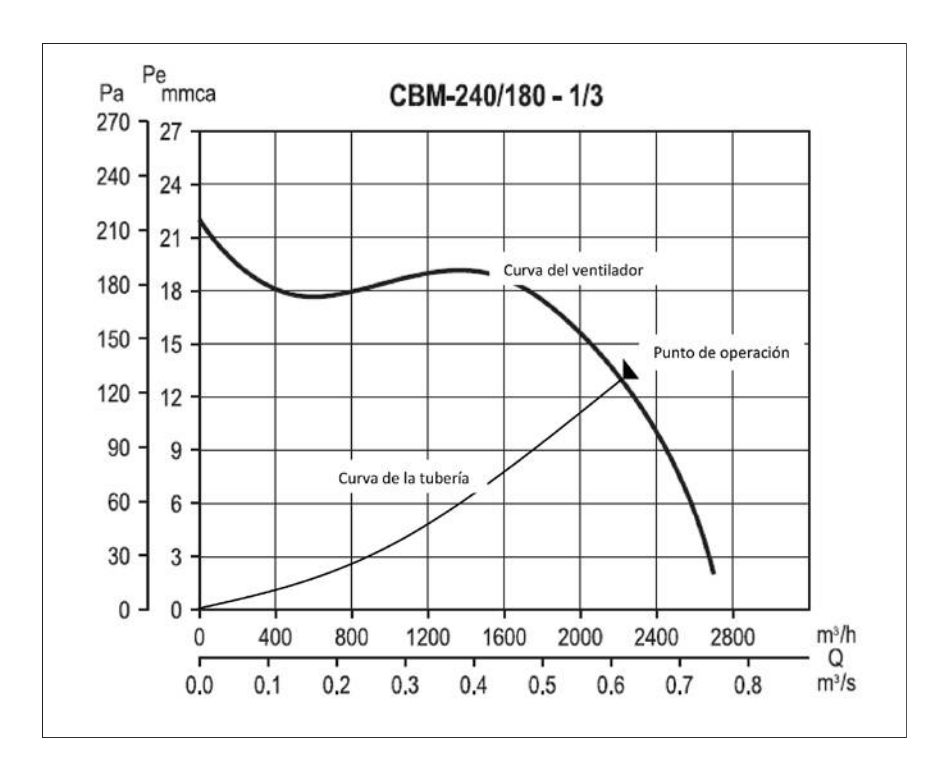


Figura 5-3.2 Curva característica del ventilador para el aire de refrigeración; se muestra también la curva de la tubería y el punto de operación

3.2 BOMBA PARA EL AGUA DE ENFRIAMIENTO

- **Caudal**

En la sección 5-2.3: *Flujo de agua de enfriamiento en el condensador*, se determinó $Q_w = 5\ \frac{l}{s}$. En la misma sección: *Caída de presión en los tubos del condensador*, se supuso que la tubería que alimenta el condensador es de 2 pulgadas, con lo cual el diámetro interior es $D_i = 52{,}5\ mm$ y la velocidad media resulta $V = 2{,}31\ m/s$.

En la figura 5-3.3 se muestra un esquema del circuito del agua de enfriamiento.

Caída de presión en la tubería

En la tubería de admisión (entre la bandeja de la torre de enfriamiento y la bomba) se instalan los accesorios siguientes, que tienen las constantes de pérdidas que se indican:

1 válvula de pie con filtro:	$K = 75\, f_T$
2 codos (r/d=2)	$K = 12\, f_T$
1 válvula de compuerta	$K = 8\, f_T$
1 contracción excéntrica	$K = 3{,}5$
1 entrada a tubo	$K = 0{,}5$

En la tubería de descarga (entre la bomba y los rociadores de la torre de enfriamiento) se instalan los accesorios siguientes, que tienen las constantes de pérdidas que se indican:

1 expansión concéntrica	$K = 0{,}6$
1 válvula de globo, abierta:	$K = 340\, f_T$
5 codos (r/d=1)	$K = 20\, f_T$
1 rociador:	$K = 1$
1 te:	$K = 60\, f_T$

En la sección 5-2.3: *Caída de presión en los tubos del condensador*, se determinó que la caída de presión en los tubos del condensador es ΔPw = 5100 *Pa*.

Para la caída de presión por fricción en el tubo se supone una longitud aproximada de 10 m en la admisión y 30 m en la descarga y la pérdida se calcula con

$$h_T = f\frac{L}{D}\frac{V_{2,4}^2}{2g}$$

El número de Reynolds $\boldsymbol{R}_D = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{995 \cdot 2{,}31 \cdot 0{,}0525}{0{,}759 \cdot 10^{-3}} = 1{,}6 \cdot 10^5$. Donde las propiedades del agua se tomaron a 32,5 °C. El factor de fricción se halla para flujo turbulento en tubo liso:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 0{,}869 \ln\left(\boldsymbol{R}_D \sqrt{f}\right) - 0{,}8$$

Reemplazando y resolviendo por iteración se obtiene *f* = 0,0163.

La pérdida en la tubería de aspiración es:

$$h_{asp} = \left[f \frac{L}{D} + \sum K_{acc}\right]_{asp} \frac{V_{asp}^2}{2g}$$

$$h_{asp} = \left[0{,}0163 \frac{10}{0{,}0525} + 0{,}0163\ (75 + 2 \cdot 12 + 8) + 3{,}5 + 0{,}5\right] \frac{2{,}31^2}{19{,}6} = 2{,}4\ m\ .$$

La pérdida en la tubería de descarga es

$$h_{des} = \left[f \frac{L}{D} + \sum K_{acc}\right]_{des} \frac{V_{des}^2}{2g}$$

$$h_{des} = \left[0{,}0163 \frac{30}{0{,}0525} + 0{,}0163\ (340 + 5 \cdot 20 + 60) + 0{,}6 + 1\right] \frac{2{,}31^2}{19{,}6} = 5{,}2\ m.$$

Altura de la bomba

La bomba debe suplir las pérdidas en las tuberías de admisión y de descarga, y proveer la altura estática, ΔZ, que se ha supuesto igual a 2 *m*. Por tanto:

$$H_B = H_{estática} + H_{dinámica} = \Delta Z + \left(h_{asp} + h_{des}\right) = 2 + (2{,}4 + 5{,}2) = 9{,}6\ m.$$

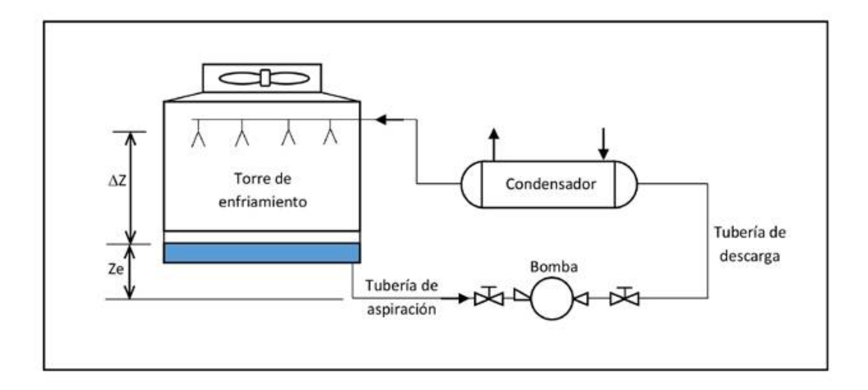


Figura 5-3.3 Esquema del circuito del agua de enfriamiento del condensador

NPSH disponible

El NPSH disponible en la instalación de bombeo (figura 5-3.3) se calcula con la expresión

$$\mathrm{NPSHd} = \frac{P_{A\,abs}}{\gamma} - \left[\frac{P_v}{\gamma} + Z_e + \Sigma\, h_{Ae}\right]$$

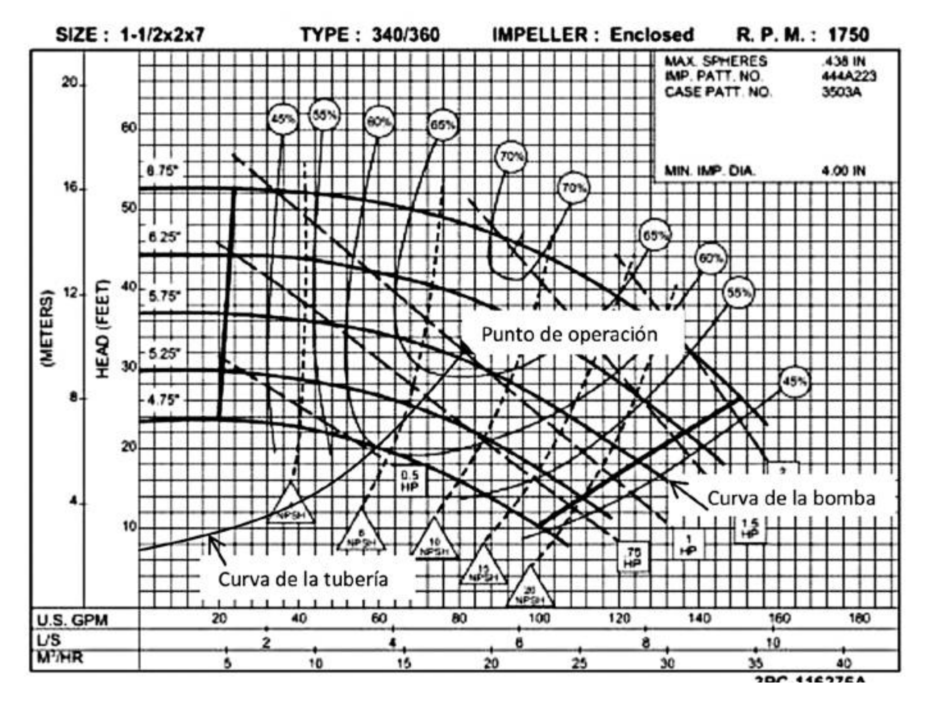
Donde la presión atmosférica absoluta se supone la presión de vapor del agua a 30° C es 4246 P_a y se supone $Z_e = -0{,}5\ m$, resulta

$$\mathrm{NPSHd} = \frac{P_{A\,abs}}{\gamma} - \left[\frac{P_v}{\gamma} + Z_e + \Sigma\, h_{Ae}\right] = \frac{100000}{9800} - \left[\frac{4246}{9800} - 0{,}5 + 2{,}4\right] = 7{,}8\ m\,.$$

Especificaciones de la bomba

Bomba centrífuga $Q = 5\ l/s$ (80 US GPM); $H = 9{,}6\ m$ (31,5 pies). Una opción es la bomba Aurora serie 340/360. Tipo 1-1/2 x 2 x 7. 1750 rpm. Diámetro del rotor 5,75 pulgadas. (figura 5-3.4).

Eficiencia en el punto de funcionamiento 66%. Consumo de potencia 0,72 *kW* (1 HP). El NPSH requerido es de 7,5 pies = 2,3 *m*, que es menor que 7,8 *m*, el NPSH disponible.



Fuente: Tomado del catálogo *Performance Crves for the 340/360,* series Aurora PUMP, p. 403, January, 2001.

Figura 5-3.4 Curva característica de la bomba para el agua de enfriamiento; se muestra también la curva de la tubería y el punto de operación

En la figura 5-3.5 se resumen los parámetros termofluidos de los componentes del frigorífico.

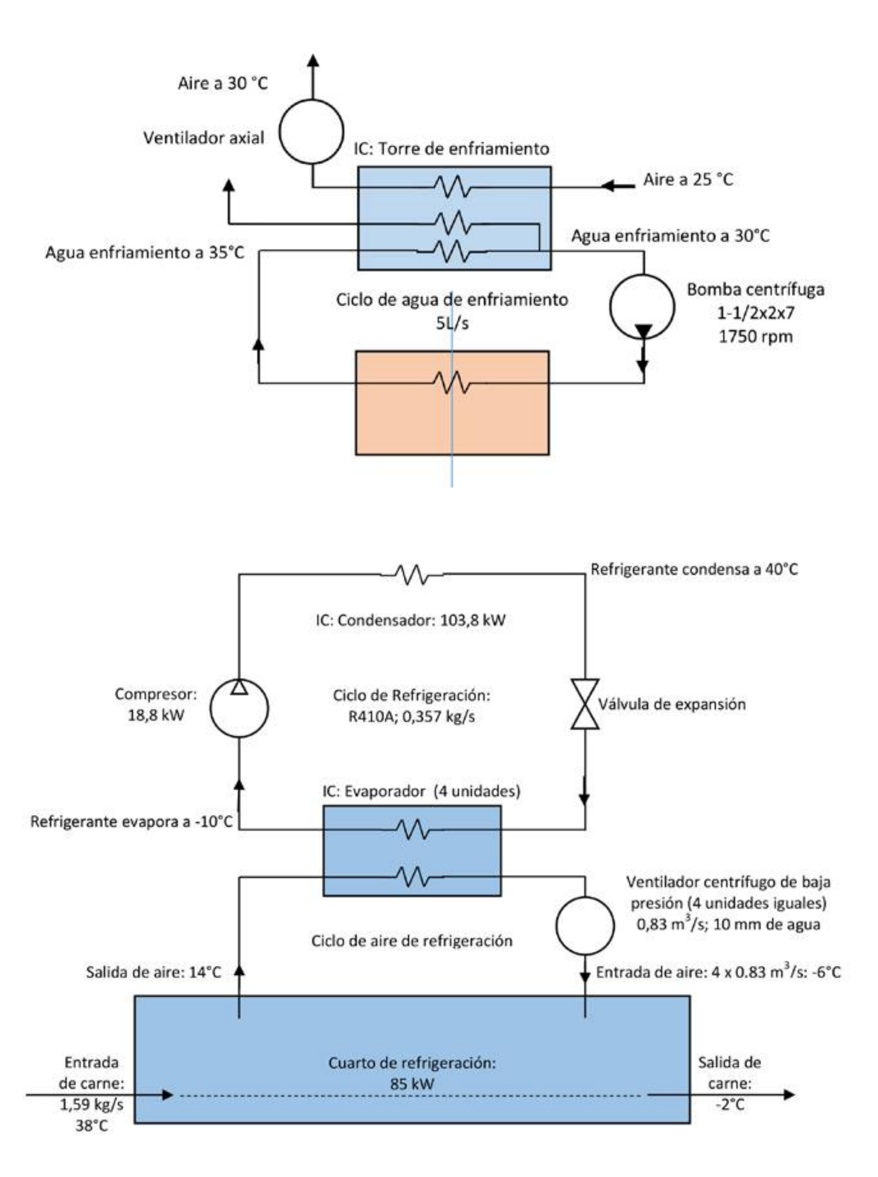


Figura 5-3.5 Parámetros termofluidos del frigorífico

4. PROBLEMAS PROPUESTOS

4.1 PROBLEMA PROPUESTO 1

En un proceso de decapado se deben bombear de 600 a 1200 *lpm* de solución de agua con ácido clorhídrico al 15 % molar. La temperatura de la solución saliendo del tanque es de 50 °C y debe calentarse hasta 80 °C. Para el calentamiento se utilizará aceite térmico equivalente a ISO 140 a temperatura de 250 °C, el cual puede bajar hasta 150 °C.

El esquema del sistema se muestra en las siguientes figuras.

El bombeo funciona de la siguiente manera:

Tabla 5-4.1 Variación de flujo volumétrico

Litros por minuto	Tiempo en minutos por hora de operación
600	10
800	15
1000	25
1200	10

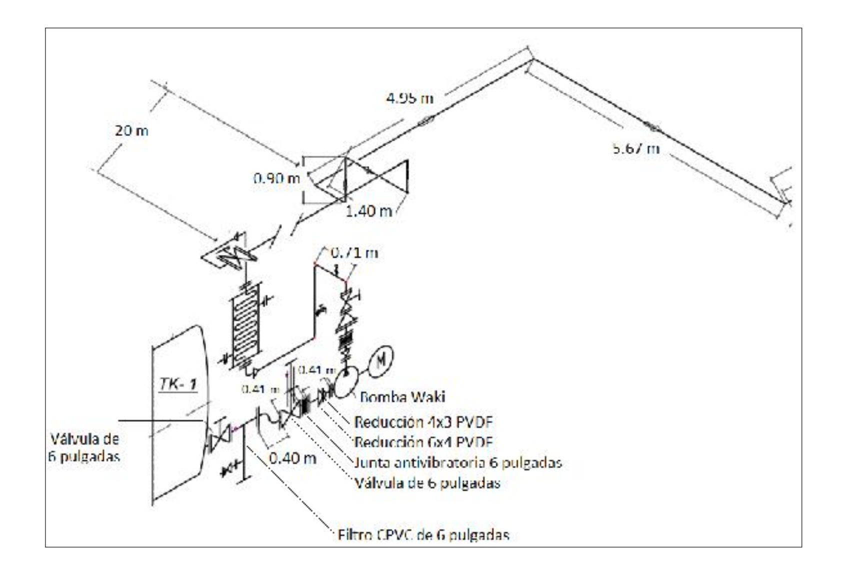


Figura 5-4.1. Estación de bombeo: tanque, tubería de aspiración, bomba, tubería de descarga, intercambiador de calor, tubería de descarga

Para el sistema:

- Diseñe el intercambiador de calor.
- Seleccione el material adecuado para el intercambiador y justifique.
- Calcule la caída de presión del lado de la solución de agua acidulada.
- Entregue dimensionamiento básico en un diagrama.
- Entregue memorias de cálculos.

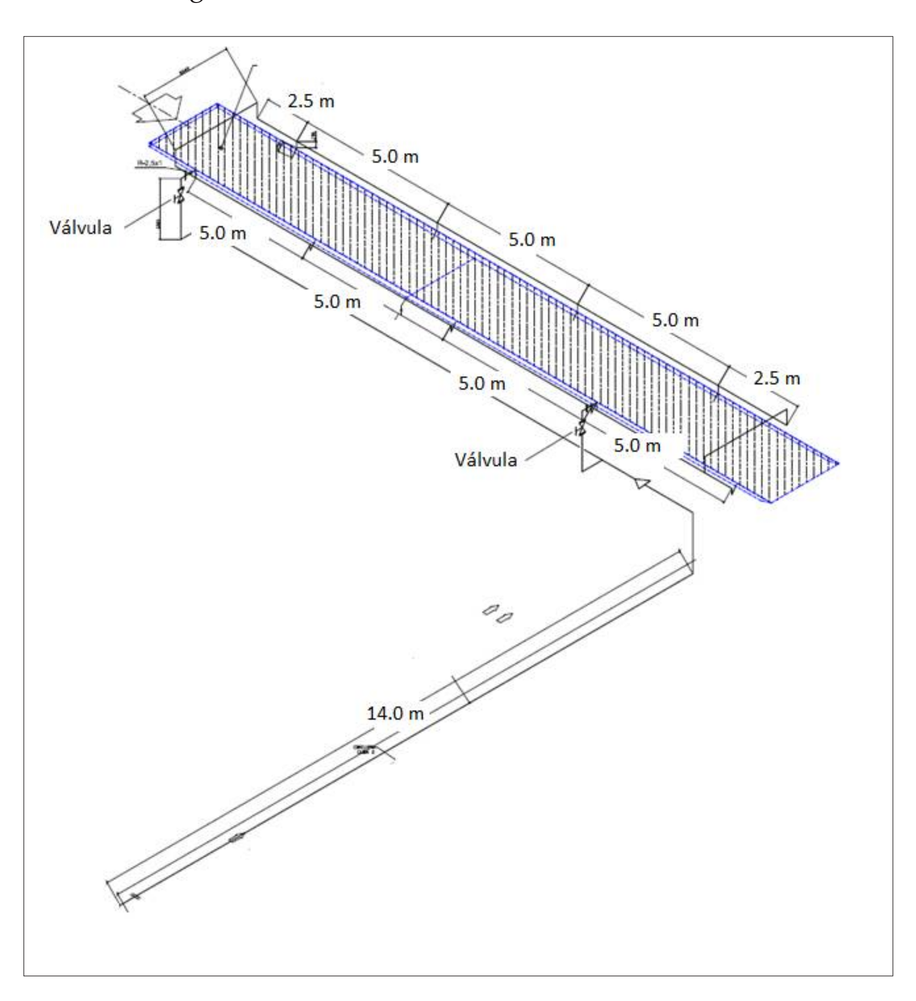


Figura 5-4.2. Tubería de descarga (continuación), entradas al tanque de decapado

Para el sistema:

- Seleccione el material de la tubería y justifique.
- Seleccione los diámetros de las tuberías.
- Determine la curva del sistema de tuberías.
- Seleccione la bomba que cumpla con los requerimientos del sistema.
- Seleccione la válvula de control localizada a la descarga de la bomba.
- Determine la regulación de la válvula que está localizada a la descarga de la bomba.
- Calcule la energía consumida en 24 horas, en *kWh*, y el costo si el precio de compra es de $220/*kWh*.
- Reemplace el control de la válvula por un variador de velocidad y para la bomba seleccionada.
- Determine las rpm requeridas para cada uno de los flujos volumétricos.
- Calcule la energía consumida en *kWh* y el costo de operación.
- Entregue memorias de cálculo.

4.2 Problema propuesto 2

En una empresa de servicios existen tres recintos de oficinas, A, B y C, cuyos ambientes se van a climatizar mediante sendos intercambiadores de calor usando el agua fría proveniente de un enfriador (Chiller) e impulsada por una bomba a través de un circuito de tuberías. Los recintos A, B y C, y una derivación D, están en paralelo, como se muestra en la figura.

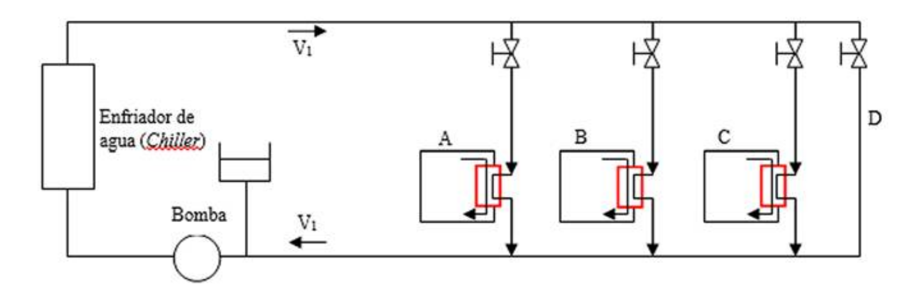


Figura 5-4.3. Esquema de distribución

El flujo de agua que pasa por cada ramal hacia A, B, C y por D se regula mediante las válvulas que se muestran en la figura. La bomba es accionada por un motor eléctrico de corriente alterna.

La carga térmica máxima de los recintos es *QAmáx* = 7 *kW*; *QBmáx* = 6 *kW*; QCmáx = 3 *kW*. Esta carga varía durante el día como se muestra en la gráfica.

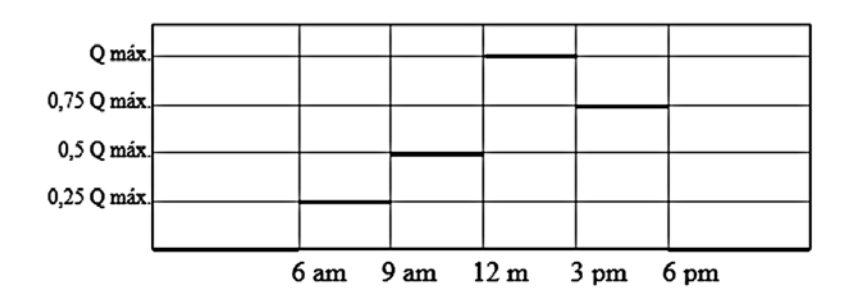


Figura 5-4.4. Distribución de carga térmica horaria

En los intercambiadores de calor de los recintos el agua entra a a 6 °C y sale a 12 °C, mientras que el aire entra a 22 °C y sale a 11 °C.

La pérdida de energía del flujo en el enfriador de agua, h_{ch}, en metros de columna de agua, se estima mediante la relación $h_{ch} = 24V_1^2/2g$, siendo V_1, *m/s*, la velocidad media en la tubería del circuito.

Los estudiantes del curso deberán (a) diseñar el sistema de bombeo y transporte del agua fría por el circuito y hacia los recintos, y (b) diseñar los intercambiadores de calor de los recintos.

Características del sistema:

- La bomba, el enfriador de agua y los recintos están sobre un terreno plano.
- La bomba y el enfriador de agua están situados en el mismo sitio. La distancia relativa entre la estación de bombeo y los recintos es:

Tabla 5-4.2. Distancias de recorrido de tuberías

	Recinto A	**Recinto B**	**Recinto C**
Estación de bombeo	100 m		
Recinto A		50 m	
Recinto B			50 m

REFERENCIAS

R. Acero, G. Riaño, y D. Cardona, "Evaluación del sistema de gestión ambiental de los frigoríficos cárnicos en Colombia", *Criterio Libre*, Vol. 11, n°. 19, pp. 93-123, 2013.

O. Alvarez, M. Sanjuan, F. Amaya, y A. Bula, "VAV System operating in an Educational Building under Tropical Conditions – Modeling and Simulation". IMECE 2013, San Diego, CA, USA. November 15-21. Paper n°. IMECE2013-63557, pp. V011T06A023. Doi: 10.1115/IMECE2013-63557. *ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Vol. 11: *Emerging Technologies*. San Diego, California, USA, November 15-21, 2013, Conference Sponsors: ASME.

O. Alvarez, M. Sanjuan, F. Amaya, y A. Bula, "VAV system operating in an Educational Building under Tropical Conditions - Energy Analysis". *In ASME 2013 7th International Conference on Energy Sustainability collocated with the ASME 2013 Heat Transfer Summer Conference and the ASME 2013 11th International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology* (pp. V001T14A002-V001T14A002). American Society of Mechanical Engineers. Paper n°. ES2013-18146, pp. V001T14A002, Doi: 10.1115/ES2013-18146.

Crane, *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*, México. McGraw-Hill, 1992.

Guía técnica de torres de refrigeración. Madrid: Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, 2007.

Kreith/Bohn, *Principios de transferencia de calor,* 6ª ed. México: Thompson, 2001.

N. Potter, *La ciencia de los alimentos*.México: Harla, 2007.

L. Salazar, *Evaluación y rendimiento en canales de res y de cerdo e impacto económico en la industria cárnica*. Tesis, Corporación Universitaria Lasallista, 2009.

R. Shah and D. Sekulic, *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons, 2003.

Apéndice

Tabla A1. Constantes de las ecuaciones (adaptada de Emerson)

		N		**Q**	**P, abs**	**ρ**	**T**	**d,D**
N1		0,0865 0,865 1,00		Nm3/h Nm3/h GPM	kPa bar psia			
N2		0,00214 890						mm pulgada
N5		0,00241 1000						mm pulgada
N6		273 27,3 63,3	kg/h kg/h lb/h		kPa bar psia	kg/m3 kg/m3 lb/pie3		
N7	C. Normales T=0°C	3,94 394		Nm3/h Nm3/h	kPa bar		Kelvin Kelvin	
	C. Estándar T=16°C	4,17 417		Nm3/h Nm3/h	kPa bar		Kelvin Kelvin	
	C. Estándar 60°F	1360		SCFH	psia		° Rankine	
N8		0,948 94,8 19,3	kg/h kg/h lb/h		kPa bar psia		Kelvin Kelvin ° Rankine	
N9	C. Normales T=0°C	21,2 2120		Nm3/h Nm3/h	kPa bar		Kelvin Kelvin	
	C. Estándar T=16°C	22,4 2240		Nm3/h Nm3/h	kPa bar		Kelvin Kelvin	
	C. Estándar 60°F	7320		SCFH	psia		° Rankine	

Las constantes N se utilizan de acuerdo con las unidades de las variables.
La presión para las condiciones normal o estándar es 101,3 kPa (1,01 bar) (14,7 psia).

Tabla A2. Coeficientes indicadores del tamaño de Reguladores tipo 1098-EGR (adaptada de Emerson)

Tamaño, pulgadas (DN)	DE JAULA LINEAL						
	Tamaño igual a la tubería		Tamaño la mitad de la tubería		XT	FD	FL
	Cv		Cv				
	En regulación	Tot. Abierta	En regulación	Tot. Abierta			
1 (25)	16,8	17,7	17,2	18,1	0,806	0,43	0,84
2 (50)	63,3	66,7	59,6	62,8	0,820	0,35	
3 (80)	132	139	128	135	0,779	0,30	
4 (100)	202	213	198	209	0,829	0,28	
6 (150)	397	418	381	404	0,668	0,28	
Tamaño, pulgadas (DN)	**DE JAULA WHISPER TRIM MR**						
	Tamaño igual a la tubería		**Tamaño la mitad de la tubería**		**XT**	**FD**	**FL**
	Cv		**Cv**				
	En regulación	**Tot. Abierta**	**En regulación**	**Tot. Abierta**			
1 (25)	16,7	17,6	15,6	16,4	0,753	0,10	0,89
2 (50)	54	57	52	55	0,820	0,07	
3 (80)	107	113	106	110	0,775	0,05	
4 (100)	180	190	171	180	0,766	0,04	
6 (150)	295	310	291	306	0,648	0,03	

Tabla A3. Coeficientes indicadores del tamaño de válvulas de eje rotativo (adaptada de Emerson)

Tamaño, pulgadas	Tipo1	Grados de apertura	Cv	FL	XT	FD
1	V-N Ball V	60 90	15,6 34,0	0,86 0,86	0,53 0,42	-- --
1 ½	V-N Ball V	60 90	28,5 77,3	0,85 0,74	0,50 0,27	-- --
2	V-N Ball V HP Bttfly V	60 90 60 90	59,2 132 58,9 80,2	0,81 0,77 0,76 0,71	0,53 0,41 0,50 0,44	-- -- 0,49 0,70
3	V-N Ball V HP Bttfly V	60 90 60 90	120 321 115 237	0,80 0,74 0,81 0,64	0,50 0,30 0,46 0,28	0,92 0,99 0,49 0,70
4	V-N Ball V HP Bttfly V	60 90 60 90	195 596 270 499	0,80 0,62 0,69 0,53	0,52 0,22 0,32 0,19	0,92 0,99 0,49 0,70
6	V-N Ball V HP Bttfly V	60 90 60 90	340 1100 664 1260	0,80 0,58 0,66 0,55	0,52 0,20 0,33 0,20	0,91 0,99 0,49 0,70
8	V-N Ball V HP Bttfly V	60 90 60 90	518 1820 1160 2180	0,82 0,54 0,66 0,48	0,54 0,18 0,31 0,19	0,91 0,99 0,49 0,70
10	V-N Ball V HP Bttfly V	60 90 60 90	1000 3000 1670 3600	0,80 0,56 0,66 0,48	0,47 0,19 0,38 0,17	0,91 0,99 0,49 0,70
12	V-N Ball V HP Bttfly V	60 90 60 90	1530 3980 2500 5400	0,78 0,63 -- --	0,49 0,25 -- --	0,92 0,99 0,49 0,70
16	V-N Ball V HP Bttfly V	60 90 60 90	2380 8270 3870 8600	0,80 0,37 0,69 0,52	0,45 0,13 0,40 0,23	0,92 1,00 -- --

1 V-N Ball V: válvula de bola con entalladura en V.

1 HP Bttfly V: válvula de mariposa de alto desempeño.

Tabla A4. Coeficientes indicadores del tamaño de válvulas de globo, Diseño ED simple (adaptada de Emerson)

Tamaño, pulgadas	Tipo de obturador	Caract. del flujo	Port. Diam. Pulg. (mm)	Desplazam. Pulg. (mm)	Cv	FL	XT	FD
½	Guia-post	Isoporcentual	0,38 (9,7)	0,50 (12,7)	2,41	0,90	0,54	0,61
¾	Guia-post	Isoporcentual	0,56 (14,2)	0,50 (12,7)	5,92	0,84	0,61	0,61
1	Micro-FormMR	Isoporcentual	3/8 (9,5)	3/4 (19,1)	3,07	0,89	0,66	0,72
			1/2 (12,7)	3/4 (19,1)	4,91	0,93	0,80	0,67
			3/4 (19,1)	3/4 (19,1)	8,84	0,97	0,92	0,62
		Lineal	1-5/16 (33,3)	3/4 (19,1)	20,6	0,84	0,64	0,34
	Jaula guía	Isoporcentual	1-5/16 (33,3)	3/4 (19,1)	17,2	0,88	0,67	0,38
1 ½	Micro-FormMR	Isoporcentual	3/8 (9,5)	3/4 (19,1)	3,20	0,84	0,65	0,72
			1/2 (12,7)	3/4 (19,1)	5,18	0,91	0,71	0,67
			3/4 (19,1)	3/4 (19,1)	10,2	0,92	0,80	0,62
		Lineal	1-7/8 (47,6)	3/4 (19,1)	39,2	0,82	0,66	0,34
	Jaula guía	Isoporcentual	1-7/8 (47,6)	3/4 (19,1)	35,8	0,84	0,68	0,38
2	Jaula guía	Lineal	2-5/16 (58,7)	1-1/8 (28,6)	72,9	0,77	0,64	0,33
		Isoporcentual	2-5/16 (58,7)	1-1/8 (28,6)	59,7	0,85	0,69	0,31
3	Jaula guía	Lineal	3-7/16 (87,3)	1-1/2 (38,1)	148	0,82	0,62	0,30
		Isoporcentual	--	--	136	0,82	0,68	0,32
4	Jaula guía	Lineal	4-3/8 (111)	2 (50,8)	236	0,82	0,69	0,28
		Isoporcentual	--	--	224	0,82	0,72	0,28
6	Jaula guía	Lineal	7 (178)	2 (50,8)	433	0,84	0,74	0,28
		Isoporcentual	--	--	394	0,85	0,78	0,26
8	Jaula guía	Lineal	8 (203)	3 (76,2)	846	0,87	0,81	0,31
		Isoporcentual	--		818	0,86	0,81	0,26



Esta obra, editada en Barranquilla por
Editorial Universidad del Norte en diciembre de 2016.
Se compuso en Book Antiqua y Futura Std.

Por su enfoque, este texto del área de la Ingeniería Mecánica será de gran apoyo para los profesores en clase y permitirá a los estudiantes practicar su capacidad de análisis para definir correctamente un problema en el diseño de sistemas termofluidos. Con el apoyo de ejercicios resueltos y propuestos, los estudiantes podrán cimentar sus criterios para evaluar las alternativas de solución en lo que respecta a transporte de masa y de energía, cálculo y selección de los elementos principales de los sistemas termofluidos, intercambiadores de calor, máquinas de flujo y sistemas de transporte de fluidos.



